This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

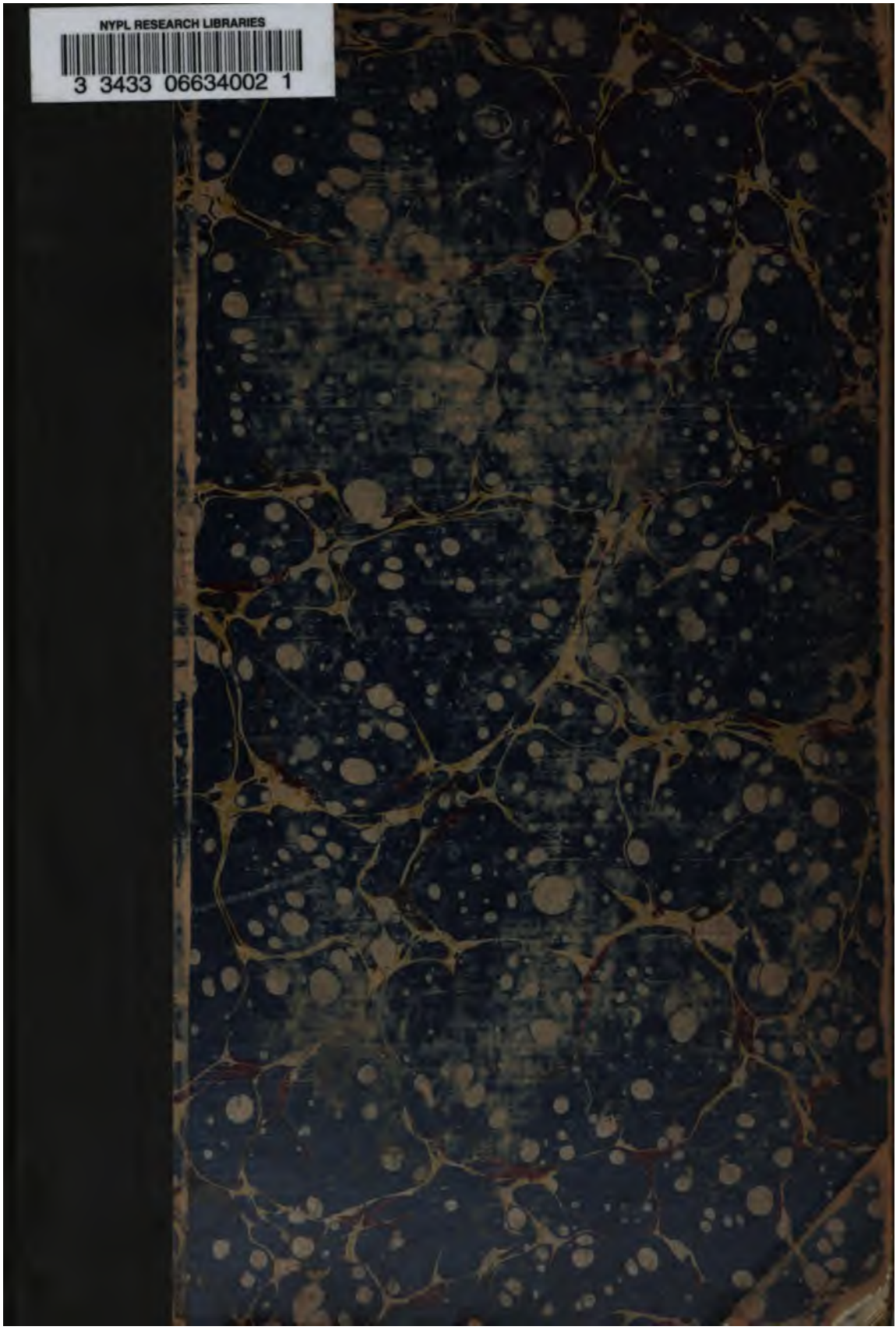
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06634002 1



Das Pumpenventil.

Ein Buch für Konstrukteure

von

Otto H. Mueller (jr.)

Mit 52 in den Text gedruckten Figuren.

Leipzig
Kommissionsverlag von Arthur Felix
1900.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
201718
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.
1900. L

Alle Rechte vorbehalten, insbesondere das der Uebersetzung
in fremde Sprachen.

Vorwort.

Die vorliegende Arbeit besteht zum grossen Theil aus den Ergebnissen von Studien, die der Verfasser durchzuführen gezwungen war, um als Pumpenkonstrukteur zunächst sich selber diejenige Klarheit zu verschaffen, die zur Erkenntniss der richtigen Mittel zur Erfüllung der Aufgaben des Pumpenbaus befähigt, und sich dadurch von dem jetzt herrschenden Wust von sich widersprechenden Anschauungen, falschen Lehrmeinungen, Redensarten und Schlagwörtern zu befreien. Diese Studienergebnisse, nach und nach erweitert und fortwährend gegeneinander und mit der Erfahrung geprüft, schlossen sich endlich zu einem Ganzen; sie niederzuschreiben, aus ihnen Gesetze und Konstruktionsregeln abzuleiten, bestehende Bauarten zu beurtheilen und die im Pumpenbau einzuschlagende Richtung festzustellen, war nur noch mechanische Arbeit. Diese Niederschrift war zunächst für die Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure bestimmt, da sie aber zum Theil den Charakter eines Lehrbuchs und einen unvorhergesehenen Umfang angenommen hatte, so schien dem Verfasser das Auffinden und Nachschlagen der Abschnitte

in der abgelegten Tagesliteratur für den Leser, besonders für den Konstrukteur, zu unbequem und er entschloss sich unter Aufgabe der Vortheile einer wirksamen und weitgreifenden Veröffentlichung zur Herausgabe in Buchform, nachdem er sich durch Vorträge in den fachmännischen Kreisen von Prag, Wien und München von dem Interesse der Fachwelt an seinem Gegenstande überzeugt hatte; die erste mündliche Veröffentlichung geschah in vorzüglicher Wiedergabe durch den Freund des Verfassers Herrn Michael v. Kájlinger im Ungarischen Ingenieur- und Architekten-Verein am 17. März d. J. in Budapest.

Als Lehrbuch betrachtet mag vielleicht dem deutschen Leser die vorliegende Arbeit unvollkommen erscheinen, denn der Verfasser hat mit Absicht der Gedankenarbeit des Konstrukteurs den weitesten Spielraum gelassen; er hat durchaus nicht der Reihe nach alle landläufigen und besonderen Konstruktionen vorgenommen und abgeurtheilt und, obgleich auf Einzelnes als bemerkenswerth hingewiesen, doch keine Muster aufgestellt; endlich hat er im theoretischen Theil alle Koëfficienten über Bord geworfen; andererseits aber nicht — wie das gewöhnlich am Ende von theoretischen Ableitungen geschieht — den Leser mit der Bemerkung aufsitzen lassen, dass diese Koëfficienten eben — die Erfahrung zu bestimmen habe! Viel wichtiger als Grössen sind dem Konstrukteur Verhältnisse: er muss wissen, was weit und was eng gemacht werden muss, was schwer und was leicht, hoch oder niedrig, und das findet er hier ohne Zweideutigkeit. Theoretische Ableitungen hat der Verfasser auf genau demselben Wege wiedergegeben, auf dem er sie gefunden hatte — durch Eindringen in die einzelnen

mechanischen Vorgänge und Zergliedern derselben je nach ihrer Art unter Bildung von verschiedenen Hülfsvorstellungen — was vielleicht weniger elegant, sicher aber anschaulicher und überzeugender ist, als die logische jedoch trockene Herleitung aus allgemeinen Sätzen.

Wo neue Erkenntniss leuchtet, muss nothwendig am Bestehenden gerüttelt werden. Deshalb hat auch der Verfasser im Bewusstsein Richtiges auszusprechen und Wahres zu lehren, manche bisher als feststehend betrachtete Lehrmeinung und manche für richtig angesehene Konstruktion angegriffen, selbstverständlich mit Nennung ihrer Urheber, doch kann er versichern, dass ihm dabei alles Persönliche fernlag, daher er wohl auch von dieser Seite auf eine freundliche Aufnahme der vorliegenden Arbeit rechnen darf.

Budapest, im Mai 1900.

Otto H. Mueller (jr.).

Inhaltsübersicht.

	Seite
Einleitung	1—6
Theorie der Ventilbewegung (Grundlagen)	4—6
I. Bewegung des masselosen Ventils:	
1. Bewegung der einfachen Platte ohne Kolben	7—10
Anwendung auf Duplexpumpen	11—13
2. Ventilspiel bei gleichförmiger Bewegung des Kolbens	14—17
3. Ventilspiel bei gleichförmig beschleunigter und verzögerter Bewegung des Kolbens	17—21
II. Ventilspiel bei Pumpen mit Kurbeltrieb:	
1. Ableitung der Hauptgleichungen	22—28
2. Die Ventilerhebungslinie	29—37
Höchste Ventilerhebung (h_{max})	34
Ventilerhebung im Hubwechsel (h_0)	34—35
Die Schlussverspätung (t_0)	35—37
3. Die Erhebungsgeschwindigkeit (c)	38—44
Die Schlussgeschwindigkeit (c_s)	38—40
Das erste Bach'sche Gesetz	40—41
Beispiele der Kurvenänderung	41—44
4. Verhalten des kegelförmigen Ventils	44—47
Dynamische Verhältnisse	46—47
5. Lieferungsgrad der Pumpen	47—49
6. Beschleunigung der Saug- und Druckwassersäulen	50—55
Verhalten des Saugventils	55—56

Seite

III. Gesetz des Ventilschlages:
Ableitung der Hauptgleichungen . . . . . 57—62
Beispiel . . . . . 63—64
Dämpfungen, Federn . . . . . 65—66
Oeffnungsdruck 67

IV. Mittel zur Verminderung des Ventilschlages:
1. Verkleinerung der zum Stoss gelangenden Massen . . . . . 68—70
2. Verkleinerung der Ventilschlussgeschwindigkeit
Hilfskolben, Pausenerzeugung, Umläufe . 71—73
Uebertragungsmechanismen . . . . . 73—75

V. Die Nebeneinflüsse:
Elastizität 76
Luftsaugen . . . . . 77—79
Luftsäcke . . . . . 79—80
Undichtheit 80
Reibung und Ventilführung . . . . . 81—83

VI. Die Spaltgeschwindigkeit (v):
Hubbegrenzung . . . . . 84—88
Veränderung während des Hubes . . . . . 88—91
Auswahl für verschiedene Betriebe . . . . 91—94

VII. Das Gewichtsventil . . . . . 95—100

VIII. Hauptarten der selbstthätigen Ventile:
Tellerventil, Ventilgruppe, Ringventil . . . 101—106
Glocken- und Lippenventile 107
Schlussfolgerungen . . . . . 108—111
Ueberschätzung der Ventilundichtheit . . . 111
Vergleich zwischen Leavitt- und Corlissventil 112—114

IX. Gesteuerte Ventile:
Theoretisches . . . . . 115—120
Erste Art gesteuerter Ventile . . . . . 121—122
Zweite Art gesteuerter Ventile . . . . . 122—126
Steuerungsmechanismus . . . . . 126—129

Seite

Unrichtige Ventilvergleiche . . . . . 129—132
Gleichwerthigkeit 133
Antriebsmaschinen . . . . . 133—134
Endurtheil über mechanisch gesteuerte Ventile 134—135
Ventile im Pumpenkolben . . . . . 136—139

X. Schnellgang bei Pumpen:

Allgemeines . . . . . 140—141
Auf die Pumpe Bezügliches . . . . . 142—144
Antriebsmaschine . . . . . 144—146
Schnelläufer 146
Gasmaschine 147
Elektromotor . . . . . 147—149

Schlusswort . . . . . 150—151

EINLEITUNG.

Es giebt soviel Bauarten von Pumpen und Pumpenventilen wie von Dampfkesseln und Feuerrosten, und gleich gering sind die Schwierigkeiten, solche Bauarten zu erfinden: sie können, um in der Sprache des Patentamtes zu reden, „vom erfahrenen Fachmann ohne Weiteres angegeben werden". Während aber diese Mannigfaltigkeit bei Feuerrosten noch begreiflich ist — brennt man doch Stoffe von der denkbar verschiedensten Beschaffenheit — erscheint sie völlig unverständlich bei Pumpenventilen, welche, von den verhältnismässig seltenen und in kleinem Massstabe auftretenden Fällen abgesehen, in denen Dickmaische, Dicksaft, Schlamm, Theer, paraffinhaltiges Oel u. dgl. gefördert wird, ausschliesslich mit Wasser arbeiten, einem Körper von stets und überall gleichen physikalischen Eigenschaften, denen naturgemäss unabänderliche Gesetze für die Ventilthätigkeit entsprechen müssen. Die chemische Beschaffenheit des Wassers, wie Säure- oder Laugengehalt, beeinflusst nur die Auswahl des Materials, — ebenso dessen zeitweilige Vermengung mit Sand, Schlacke oder dergleichen — und mit dem Material naturgemäss einzelne Abmessungen und Einzelheiten des Ventils, keinesfalls aber die Gesetze für dessen Bewegung.

Doch gerade diese Bewegung ist es, auf welche sich die hauptsächlichsten Bestrebungen der Ventilerfinder richten, und zwar zum ausgesprochenen Zweck, das leidige, fast allgemeine Schlagen der Ventile zu beheben. Nun sucht der Eine die Ursache des Schlages im Oeffnungsdruck, ein anderer in der Hubbegrenzung, ein Dritter in der Hubhöhe, wiederum Andere in der Schliessgeschwindigkeit oder in der Strömungsgeschwindigkeit, in der Wasserführung, in der Sitzbreite oder im Verhältniss derselben zum Querschnitt, in der Belastung, in der Form, in der Lage des Ventils, in der Ventilführung, in der Drucksteigerung, im Material u. s. f., und demgemäss finden wir: Entlastungen durch Kolben oder Federn, Hubbegrenzungen der verschiedensten Art, Drosselvorrichtungen beim Aufhub oder beim Setzen, Ventile mit den verschiedensten Hüben, Puffer oder „Dämpfungs"-vorrichtungen für den Ventilschluss, die verschiedensten Querschnitte, kegelförmige, flache und kugelförmige Sitze, breit oder schmal, mit oder ohne Hülfsdichtungen, und finden Glockenventile, ja auch sitzlose Ventile, schwere und leichte, oder Ventile mit konstant oder veränderlich wirkenden Federn oder Luftcylindern, abnorm hohe und kurze Führungen, Hülfskolben u. s. f. und endlich auch gesteuerte Ventile, letztere allein in circa 30 verschiedenartigen Anordnungen.

Man sieht, hier herrscht allgemeine Verwirrung, erklärlich durch die Unkenntniss der wahren Gesetze für die Ventilbewegung und den Ventilschlag, gefördert durch einseitige, gewisse Richtungen verfolgende Darlegungen, Reklame für bestimmte Bauarten, falsche Vergleiche und unfruchtbare Rechnungsversuche.

Um aber Pumpenventile beurtheilen zu können, müssen wir jene Gesetze kennen, nach denen sie sich bewegen oder bewegt werden müssen. Bisher erstreckte sich unsere Erkenntniss vornehmlich auf die Beförderung der Wassersäule durch Rohre, Windkessel und Pumpe unter dem Einfluss des mit Kurbeltrieb verbundenen Kolbens und dieser Theil der Pumpentheorie ist bis auf kleine, in der Unvollkommenheit der Hydraulik wurzelnden Lücken, ja auch Irrthümer, so ziemlich abgerundet. Alles diesbezüglich Wissenswerthe hat schon der selige Professor Fink gelehrt, was nach ihm geleistet wurde, verdient kaum Erwähnung. Die Praxis befolgt zum grossen Theil seine Lehren noch heute nicht, denn es giebt noch immer Konstrukteure, die z. B. einen Saugwindkessel bei einer Speisepumpe nicht für nöthig halten.

Eine Ventiltheorie zu entwickeln versuchten unter Anderen in Deutschland Riedler, v. Bach und Hoppe, jeder auf anderem Wege und von anderen Vorstellungen ausgehend, doch kam keiner von ihnen zu wirklich brauchbaren Ergebnissen. So begnügte sich v. Bach damit, auf die Aehnlichkeit zwischen den Gesetzen für die Ventilbewegung mit denen der Pendelbewegung hinzuweisen; Hoppe wiederum suchte das Ventilspiel durch Vergleich mit einem Damm, den man der rückfliessenden Wassersäule entgegensetzen müsse, der Vorstellung näher zu bringen. Dieser Vergleich kann keineswegs plausibel genannt werden; übrigens leitete Hoppe aus seiner Vorstellung keine eigentliche Theorie ab, sondern gab unmittelbar Konstruktionsregeln, welche die Praxis jedoch nicht befolgte. v. Bach allerdings trug wesentlich zu unserer Erkenntniss bei durch Aufstellung eines höchst wichtigen Gesetzes, das auf dem Wege des

Versuchs gefunden wurde. Auf Bach's werthvolle Arbeiten stützten sich u. a. die Untersuchungen von Westphal,*) welche bisher den grössten Fortschritt in der Theorie der Ventilbewegung bedeuten, aber unbegreiflicherweise von der Fachwelt gar nicht beachtet worden zu sein scheinen.

Obgleich nun scheinbar, einem verschlungenen Ornament vergleichbar, bei der Betrachtung der Ventilbewegung zahlreiche Beziehungen unentwirrbar ineinander spielen, so bietet es doch keine Schwierigkeit, diese Beziehungen aufzulösen und ihre gegenseitige Einwirkung festzustellen und derart zu einer

Theorie der Ventilbewegung

zu gelangen, welche, in sich vollkommen geschlossen, mit der Theorie für die Wasserbewegung sowohl, wie auch mit den Erfahrungen der Betriebe in voller Uebereinstimmung steht. Hierzu ist nur nöthig, dass wir uns grundsätzlich an einfache, im Grenzfall stets zutreffende Vorstellungen halten, denn thun wir das nicht, so erhalten unsere Ergebnisse — wenn wir überhaupt zu solchen gelangen würden — eine so unhandliche Form, dass Niemand sie benutzen würde. Dass der Grenzfall durch die wirkliche Ausführung nie erreicht wird, und dass demnach zwischen den Ergebnissen einer derartigen Theorie und denen der Praxis ein gewisser Abstand sein muss, ist hier ebenso selbstverständlich wie bei jeder andern Theorie: den so ermittelten Abstand aber möglichst zu verkleinern ist die Aufgabe des Konstrukteurs, dem hierzu durch die Wahl der Materialien,

*) S. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing., 1893 S. 381.

der Formung und Abmessung die Mittel in die Hand gegeben sind.

Vor allen Dingen sehen wir von Gebläseventilen vollständig ab. Es ist unstatthaft und hat grosse Verwirrung hervorgerufen, dieselben in einem Athem mit Pumpenventilen zu nennen, denn Gebläseventile arbeiten gegen ein elastisches Mittel von ausserordentlich geringer Masse im Vergleich mit Wasser und im Vergleich zur Ventilmasse, unterliegen daher einer wesentlich anderen Beurtheilung.

Ferner beziehen wir, was bis jetzt unterlassen wurde, alle Vorgänge auf die Zeit als Abscisse, was sich als ein wesentliches Hülfsmittel zur Klärung der Beziehungen erweisen wird. Bei unseren Betrachtungen nehmen wir Wasser als Pumpflüssigkeit an, und dessen Geschwindigkeit durch den zwischen den Berührungsflächen von Ventil und Sitz freigegebenen Spalt, die Spaltgeschwindigkeit, als konstant, welche Annahme der Wahrheit am nächsten kommt, wie später gezeigt werden wird, und in den meisten Fällen als Forderung aufgestellt werden muss. Wir werden selbstverständlich auch betrachten, wie sich die Spaltgeschwindigkeit in einzelnen Fällen ändert, sowie die Ursachen und Folgen dieser Aenderung.

Die Sitzfläche, bezw. die Breite des Sitzes nehmen wir durchweg als Null an. Es wird sich später ergeben, warum wir zu dieser auf den ersten Blick auffallend erscheinenden Annahme berechtigt sind, welche indess unseren Rechnungsgang wesentlich vereinfacht. Uebrigens kann ein breiterer Sitz als unbedingt nothwendig niemals das Ziel eines verständigen Ventilbaues sein, denn er vergrössert das Gehäuse und den Oeffnungs-

druck ganz bedeutend. Welchen Einfluss breite Sitzflächen auf die Bewegung des Ventils ausüben, hat v. Bach durch Versuche gezeigt, und der Verfasser begnügt sich, auf dieselben hinzuweisen.

Den Ausflusskoëfficienten (gewöhnlich μ genannt) lassen wir als unnöthigen Ballast von unseren Rechnungen weg. Es ist die einfachste Sache der Welt, einem gewonnenen Ergebniss einen Faktor vorzusetzen, das kann sich ein Jeder selbst machen, sich auch denselben selber auswählen. Er ändert nichts an den Gesetzen, die wir hier suchen, und an den Konstruktionsregeln, welche wir daraus ableiten.

Endlich werden wir gar nicht einmal versuchen, die Masse des Ventils in die Rechnung einzuführen, nicht nur, weil dies unüberwindliche Schwierigkeiten bereitet, sondern weil, wie aus späterem hervorgehen wird, es möglich und die erste Pflicht des Ventilkonstrukteurs ist, die Masse so klein als möglich zu halten, wodurch ihr Einfluss verschwindet. Für die reinen Gewichtsventile brauchen wir erfreulicherweise keine Theorie, denn sie sind höheren Anforderungen gegenüber unverwendbar, doch werden wir dieselben deshalb von einer Beurtheilung nicht ausschliessen.

I.

Bewegung des masselosen Ventiles.

1. Eine einfache, masselose Platte (Fig. 1) werde durch eine unendlich lange, ebenfalls masselos gedachte Feder belastet und bewege sich demzufolge sinkend nach dem Boden eines mit Wasser gefüllten Gefässes. Hierbei muss das zwischen Platte und Boden befindliche Wasser durch den Spalt gedrängt werden, welcher durch den Plattenumfang l und den jeweiligen Abstand (Hubhöhe) h der Platte vom Gefässboden gegeben ist, wobei die Wassergeschwindigkeit im Spalt v sei. Da nun die Feder einen konstanten Druck auf die Platte ausübt, so muss auch unter derselben ein konstanter Gegendruck p auftreten, unter welchem das Wasser durch den Spalt entweicht, und demnach ist wegen

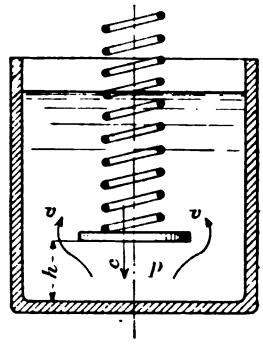


Fig. 1.

$$v = \sqrt{2 g p}$$

die Spaltgeschwindigkeit v konstant. Offenbar muss

hierbei soviel Flüssigkeit in der Zeiteinheit durch den Spalt lh entweichen, als durch den Querschnitt f der Platte bei deren nach abwärts gerichteten Ventilgeschwindigkeit c verdrängt wird, sodass

$$hlv = fc \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1$$

woraus folgt, dass

$$c = \frac{hlv}{f}.$$

Ist beim Ausgangspunkt unserer Betrachtung, also in der Zeit $t = 0$, der Abstand der Platte vom Boden h_0, so ist der zurückgelegte Weg jedesmal $h_0 - h$ und demnach

$$c = \frac{d(h_0 - h)}{dt} = \frac{-dh}{dt} = \frac{hlv}{f}$$

woraus sich ergiebt:

$$dt = \frac{f}{lv} \cdot \frac{-dh}{h}$$

$$t = -\frac{f}{lv} \int \frac{dh}{h} = -\frac{f}{lv} \cdot ln\,h + \mathfrak{C}.$$

Dieser Ausdruck muss Null werden für $h = h_0$, und demnach ergiebt sich der Werth der Konstanten mit

$$\mathfrak{C} = \frac{f}{lv} \cdot ln\, h_0,$$

oder

$$t = \frac{f}{lv} (ln\, h_0 - ln\, h) = \frac{f}{lv} ln\left(\frac{h_0}{h}\right).$$

Bilden wir hieraus

$$\frac{tlv}{f} = ln\left(\frac{h_0}{h}\right)$$

$$e^{\frac{lv}{f} t} = \frac{h_0}{h},$$

so ergiebt sich

$$h = \frac{h_0}{e^{\frac{lv}{f} t}} = h_0 e^{\frac{lv}{f} (-t)} \quad . \quad (2$$

als Gesetz für den jeweiligen Abstand der Platte vom Boden.

Der Ausdruck giebt eine Exponentiallinie, bei welcher erst bei $t = \infty$, $h = 0$ wird, d. h. wir erkennen jetzt schon, dass ein Ventil — die Platte ist nichts anderes als das — niemals seinen Sitz erreichen kann, soferne zum Entweichen der unter demselben befindlichen Flüssigkeit nur der Spalt hl zur Verfügung steht.

An diesem Endergebniss ändert sich Nichts, wenn wir die Masse einführen würden, denn da mit fortschreitendem Sinken die Geschwindigkeit des Ventils bis Null abnimmt, hört auch allmählich der Einfluss der Masse auf. Demnach schliesst sich ein Gewichtsventil umsomehr dem in Gl. (2) ausgesprochenen Gesetz an, je mehr es sich seinem Sitz nähert. Dagegen hat man bisher das Gewichtsventil in seiner Schlussbewegung meist nach den Fallgesetzen beurtheilen wollen, ein Weg, der naturgemäss nicht zur Erkenntniss führen konnte.[1])

In Wirklichkeit setzt sich aber ein Ventil wie eben beschrieben, thatsächlich auf den Boden, wobei jedoch

[1]) Gegen die gegebene Ableitung könnte man einwenden, dass hier die Form des Ventils und die dynamischen Verhältnisse nicht berücksichtigt seien. Dagegen mache ich geltend, dass es sich bei diesen Betrachtungen nicht um solche Hubhöhen und Geschwindigkeiten handelt, bei welchen die letzteren Verhältnisse überhaupt zur Geltung kommen können.

eine Hubhöhe h übrig bleibt, welche der Undichtigkeitshöhe gleich zu achten ist, indem nur einzelne Punkte den Sitz berühren. Um den Vorgang recht zu verdeutlichen, wollen wir gleich mit Zahlen rechnen und nehmen die Federbelastung so, dass $v = 200$ cm, das Ventil rund mit 20 cm Durchmesser, also

$$\frac{l}{f} = 1/5,$$

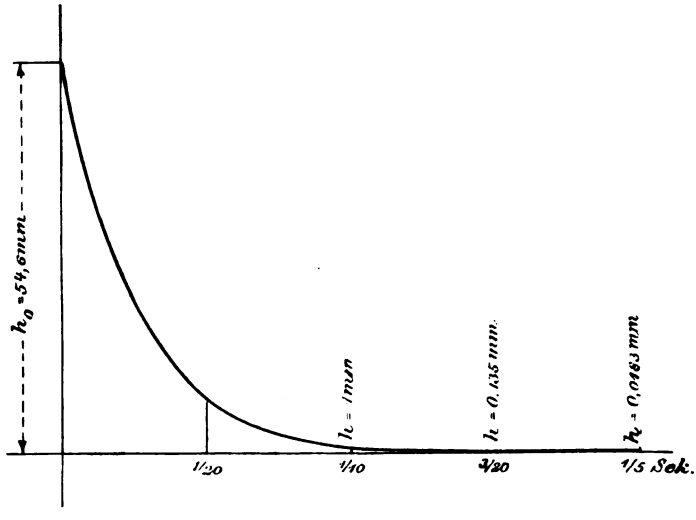


Fig. 2.

$h_0 = 54{,}6$ mm. Wie aus Fig. 2 ersichtlich, kommt dieses Ventil dem Sitz nach $1/5$ Sekunde bereits auf 0,0183 mm nahe, und zwar mit unmessbar kleiner Geschwindigkeit, d. h. es schliesst ohne Schlag.

Der betrachtete Vorgang ist genau derjenige bei Ventilen an Pumpen mit Hubpausen, z. B. an sogenannten **Duplexpumpen,** und wir wollen sogleich zusehen, wie lange Pausen für einen ruhigen Ventilschluss erforderlich sind. Nehmen wir die Undichtigkeitshöhe beim

Ventil des vorigen Beispiels mit 0,135 mm an, oder aber, dass wir überhaupt das Ventil nur bis auf diesen Betrag seinem Sitze zu nähern wünschen, wobei Schläge bereits ausgeschlossen sind, so ersehen wir aus Fig. 2, dass die Schlusszeit $^3/_{20}$ Sekunden beträgt, wenn das Ventil am Ende des Hubes noch 54,6 mm offen stand. Mit Bezug auf Fig. 3 nehmen wir ferner, der Erfahrung entsprechend, die zeitliche gegenseitige Ueberdeckung der Hübe mit $^1/_4$ der Hubzeit an, ein Betrag, der gewöhnlich weit geringer ist, dann kann jeder Hub 0,3 Sekunden dauern, ein vierfaches Spiel demnach 0,9 Sekunden,

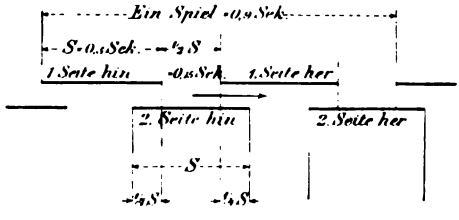


Fig. 3.

was circa 67 Spiele in der Minute ausmacht, welche Anzahl durch kleineren Ventildurchmesser, also grösseres $\frac{l}{f}$ und durch kleineres h_0 ins Beliebige gesteigert werden kann.

Man erkennt hieraus, dass für die Steigerung der Spielanzahl bei Duplexpumpen von Seite des Ventils nicht das geringste Hinderniss vorliegt, wobei dasselbe höchst einfach sein kann und die Masse desselben für den Ventilschluss gar keine Rolle spielt.

Wegen der Rücksicht auf das Oeffnen empfiehlt sich

natürlich auch bei dieser Pumpengattung die Ventilmasse möglichst gering zu halten.

Damit haben wir die Beurtheilung der für Duplexpumpen in Frage kommenden Ventile bereits erledigt, und wäre nur noch hinzuzufügen, dass, wenn man auch hier anstatt eines grossen Ventils auf jeder Kolbenseite mehrere kleinere verwendet, hierfür praktische Gründe bestimmend sind als: leichterer und schnellerer Wechsel bei Defekten, kleinere Pumpen- und Gehäuseräume, kleinere Handlöcher und Abschwächung der Folgen von Ventilbrüchen.

Um sich von der Richtigkeit des vorhin Ausgesprochenen zu überzeugen, hatte der Verfasser bei einer Worthingtonpumpe, welche circa 12 cbm in der Minute liefert und mit 36—40 vierfachen Spielen in der Minute läuft, sämmtliche 48 Ventile — Hartgummischeiben von 190 mm Durchmesser, 22 mm Hub, mit Metalldruckplatten und Broncefedern — auf 65 mm Hub gestellt und schliesslich bei diesem Hub auch noch die Federn entfernt: es zeigte sich weder an den Indikatordiagrammen noch im Gange die geringste Veränderung!

Der Grund, warum man in der Praxis Duplexpumpen eine gewisse Kolbengeschwindigkeit (nicht Anzahl der Spiele) nicht überschreiten lässt, liegt in der Aufgabe, das Gestänge so zur Ruhe zu bringen, dass es nach Vollendung des Hubes nicht zurückfedert. Tritt ein solches Zurückfedern ein, so werden unter Umständen die Ventile mit Gewalt zugeschlagen, woraus ohne Weiteres erhellt, **dass Verbesserungen zum Zwecke höherer Leistung hier nicht in den Ventilen, sondern auf der Dampfseite zu suchen sind.** Wer. wie dies einige Fabrikanten in Deutschland thun, Duplexpumpen

mit Etagen-Ringventilen versieht, legt sicher sein Geld in unfruchtbarer Weise an.

2. Einen Schritt weitergehend denken wir uns jetzt das unter 1. beschriebene einfache Ventil über einer Oeffnung mit der Sitzbreite Null liegend und darunter einen Pumpenraum mit einem Kolben vom Querschnitt F, also die Anordnung eines Druckventils auf einer Pumpe, wobei zunächst der Kolben in Ruhe ist.

Setzen wir den Kolben in Bewegung, wobei wir seine jeweilige Geschwindigkeit C nennen wollen, so hebt sich das Ventil, und es ist klar, **dass die Verdrängung des Kolbens zu jeder Zeit gleich sein muss dem vom steigenden Ventil gleichzeitig freigegebenen Raum plus der Menge, welche durch die Spaltöffnung entweicht,** das heisst:

$$FC = fc + hlv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3$$

Diese höchst wichtige, bisher kaum beachtete Beziehung bildet den Schlüssel für die ganze Theorie der Ventilbewegung, von ihr ausgehend gelangen wir zu einfachen Gesetzen und festen Konstruktionsregeln.

Der Verfasser fand, dass das durch Gl. (3) ausgesprochene Gesetz und die Gleichung selbst, wenn auch in anderer Form, bereits von Westphal in der früher erwähnten, so wenig gewürdigten Abhandlung gegeben wurde; es ist daher nur recht und billig, wenn er sich in der Folge auf sie als Westphal'sche Gleichung bezieht.

Wir wollen nun mit Hülfe dieser Gleichung den einfachen Fall untersuchen, welche Bewegung das Ventil ausführt, wenn wir den Kolben plötzlich aus seiner Ruhe

in **gleichförmige Bewegung** versetzen, einem Stoss vergleichbar, also C konstant angenommen.

Bezeichnen wir das Verhältniss $\frac{F}{f}$ mit m, so ergiebt sich aus Gl. (3):

$$hlv = f(mC - c) \quad \ldots\ldots\ldots (4$$

$$h = \frac{f}{lv}(mC - c) \quad \ldots\ldots\ldots (5$$

$$c = mC - \left(\frac{hlv}{f}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (6$$

Hier ist

$$c = \frac{dh}{dt},$$

demnach

$$dt = \frac{dh}{mC - \frac{hlv}{f}} = \frac{\frac{f}{lv}}{\frac{mCf}{lv} - h} \cdot dh$$

$$t = \frac{f}{lv}\int \frac{1}{\frac{mCf}{lv} - h}\, dh$$

$$= \frac{f}{lv} \cdot ln\left(\frac{1}{\frac{mCf}{lv} - h}\right) + \mathfrak{C}.$$

Die Konstante $\mathfrak{C}$ bestimmt sich aus der Ueberlegung, dass für $h = 0$ auch $t = 0$ sein muss:

$$\frac{f}{lv} \cdot ln\, \frac{lv}{mCf} + \mathfrak{C} = 0$$

$$\mathfrak{C} = -\frac{f}{lv} \cdot ln\, \frac{lv}{mCf}$$

woraus

$$t = \frac{f}{lv} \cdot ln\, \frac{mCf}{mCf - hlv}.$$

Hieraus h entwickelt, folgt:

$$\frac{tlv}{f} = ln \frac{mCf}{mCf - hlv}$$

$$e^{-\frac{tlv}{f}} = \frac{mCf}{mCf - hlv}$$

$$mCf - hlv = -\frac{mCf}{e^{\frac{tlv}{f}}}$$

$$hlv = mCf - \frac{mCf}{e^{\frac{vl}{f} \cdot t}}$$

$$= mCf - mCf \cdot e^{\frac{vl}{f}(-t)}$$

$$h = \frac{mCf}{lv} \left(1 - e^{\frac{l}{f} v (-t)}\right) \quad . \quad (7$$

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Ventil steigt, ist aus Gl. (6) und (7):

$$c = mC - mC \left(1 - e^{\frac{l}{f} \cdot v (-t)}\right)$$

$$= mC \cdot e^{\frac{l}{f} \cdot v (-t)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8$$

Die Gleichungen (7) und (8) lehren uns, dass die Hubhöhe eine Grenze erreicht von

$$h_{max} = \frac{mCf}{lv},$$

aber erst für $t = \infty$, wofür alsdann $c = 0$ wird. Für $t = 0$ hingegen haben wir die grösste Geschwindigkeit beim steigenden Ventil mit $c_{max} = mC$. Diese Ergebnisse waren zu erwarten.

In Fig. 4 ist die h- und c-Kurve für unser vorhin gewähltes Zahlenbeispiel verzeichnet (Ventil 20 cm Durchmesser, v = 200 cm) und zwar für die Annahme von C = 200 cm, und m = 1, (F = f). Auch hier sehen wir, dass die Linien sich anfänglich ausserordentlich rasch ihren Asymptoten nähern.

Halten wir den Pumpenkolben nach Verlauf unendlicher Zeit auf und werfen ihn mit gleicher Geschwindigkeit plötzlich zurück, so muss sich das Ventil rasch

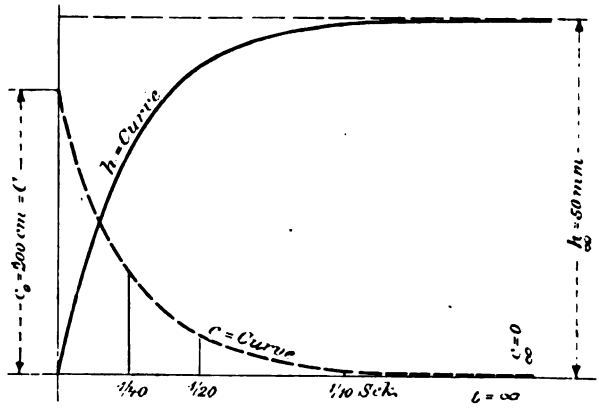


Fig. 4.

schliessen und zwar verwandelt sich nunmehr die Gl. (4) in:

$$hlv = f(c - mC) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4a$$

woraus

$$h = \frac{f}{lv}(c - mC) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5a$$

und

$$c = \frac{hlv}{f} + mC \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6a$$

Dabei ist naturgemäss

$$c = -\frac{d(h_0 - h)}{dt}$$

worin h_0 unserem früheren h_{max} entspricht und woraus

$$c = -\frac{-dh}{dt} .$$

In gleicher Rechnungsfolge, hier jedoch nur angedeutet, finden wir:

$$t = \frac{-f}{lv} . ln \left(\frac{mCf}{lv} + h \right) + \mathfrak{C}$$

$$\mathfrak{C} = + \frac{f}{lv} . ln \frac{2mCf}{lv}$$

$$t = \frac{f}{lv} . ln \left(\frac{2}{1 + \frac{lvh}{mCf}} \right)$$

$$h = \frac{mCf}{lv} \left(2e^{\frac{l}{f} v(-t)} - 1 \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7a$$

$$c = 2mC . e^{\frac{lv}{f}(-t)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8a$$

Der hier betrachtete Fall der gleichmässigen Vor- oder Rückbewegung des Plungers kommt als solcher im Pumpenbau nicht vor, ist aber analog der Wirkung von Undichtheiten unter konstantem Druck und kann desshalb die Einflussnahme solcher auf die Ventilbewegung hiernach ermittelt werden.

3. Lassen wir den Pumpenkolben des vorigen Falles aus der Ruhe in **gleichförmig beschleunigte** Bewegung übergehen, um dabei das Ventilspiel zu beobachten, so würde uns die vorhin angewendete Berechnungsmethode nicht zum Ziele führen. Wir wollen uns daher diesmal eine neue Vorstellung zurechtlegen, aus derselben das Gesetz der Ventilbewegung ableiten und letzteres schliesslich durch die Westphal'sche Gleichung prüfen.

Unsere Vorstellung verdeutlicht Fig. 5. Das Druckventil denken wir uns mit einem gleich grossen Gegenkolben verbunden, sodass der Raum, den es beim Steigen freigiebt, durch das Vordringen des Gegenkolbens eingenommen wird. Damit haben wir das fc aus der Westphal'schen Gleichung eliminirt, und wenn wir den Hub dieses Ventiles jetzt mit h' und die Kolbenbeschleunigung mit k bezeichnen, so haben wir

$$h' \, lv = FC = mfkt$$

$$h' = \frac{mfkt}{lv} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9$$

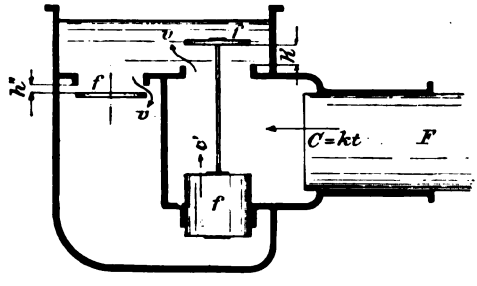


Fig. 5.

Die Geschwindigkeit c' des steigenden Ventils ist hiernach

$$c' = \frac{dh'}{dt} = \frac{mfk}{lv} = \text{const.} \quad \ldots\ldots \quad (10$$

Bei der getroffenen Anordnung haben wir aber die Verdrängung im Pumpenraum vergrössert, indem die Pumpwirkung des Gegenkolbens sich zu derjenigen des Hauptkolbens addirt. Um diese Pumpwirkung wieder unschädlich zu machen, bringen wir die Gegenseite des Hülfskolbens durch einen Kanal in Verbindung mit dem Druckraum und setzen in diesen Kanal ein zweites Ventil

von gleicher Grösse wie das vorige, dessen Spiel wir nun beobachten, wobei wir seinen jeweiligen Hub h'' nennen. Da dieses Hülfsventil unter der Einwirkung des Hülfsplungers steht, der sich mit der konstanten Geschwindigkeit c' nach Gl. (10) bewegt, so gilt für dasselbe die Gl. (7), wobei dessen m = 1 ist, und wir haben:

$$h'' = \frac{c'f}{lv}\left(1 - e^{\frac{lv}{f}(-t)}\right)$$

$$= mk\left(\frac{f}{lv}\right)^2 \cdot \left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11$$

Setzen wir jetzt die Bewegung des Hauptventils mit derjenigen des Hülfsventils zusammen, wobei sich die letztere von der ersteren subtrahirt, so haben wir offenbar die gesuchte wirkliche Bewegung des ursprünglichen Ventils bei weggedachtem Hülfskolben und Hülfsventil. Somit ist:

$$h = h' - h'' = \frac{mkf}{lv}\left[t - \frac{f}{lv}\left(1 - e^{\frac{lv}{f}(-t)}\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (12$$

woraus sich ergiebt

$$c = \frac{dh}{dt} = \frac{mkf}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13$$

Die Prüfung auf die Westphal'sche Gleichung ergiebt:

$$C = kt;\ Fkt = fc + hlv;\ mfkt = fc + hlv =$$

$$\frac{f^2mk}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right) + mkf\left[t - \frac{f}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right)\right]$$

$$t = \frac{f}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right) + t - \frac{f}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f}v(-t)}\right)$$

$$t = t.$$

Die durch Gl. (12) und (13) ausgedrückten Gesetze sind somit vollkommen richtig.

In gleicher Weise gelangen wir zu den Gleichungen des Ventilspiels für die **verzögerte Bewegung** des Kolbens von einer bestimmten Geschwindigkeit C_0 ab. Hier haben wir

$$h' lv = FC = mf(C_0 - kt)$$

$$h' = \frac{mf(C_0 - kt)}{lv} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(9a}$$

$$c' = -\frac{mfk}{lv} = \text{const.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(10a}$$

$$h'' = -\frac{c' f}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f} v(-t)}\right)$$

$$= mk\left(\frac{f}{lv}\right)^2 \cdot \left(1 - e^{\frac{1}{f} v(-t)}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \text{(11a}$$

$$h = \underline{h' + h'' = \frac{mf}{lv}\left[C_0 - kt + \frac{kf}{lv}\left(1 - e^{\frac{1}{f} v(-t)}\right)\right]} \text{(12a}$$

$$c = \underline{\frac{mfk}{lv}\left(e^{\frac{1}{f} v(-t)} - 1\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(13a}$$

Auch diese Gleichungen halten die Probe mit der Westphal'schen aus.

Aus Gl. (12a) erkennen wir die bedeutungsvolle Thatsache, dass das Ventil **nicht** zur Ruhe kommt, wenn der Kolben zum Stillstand gelangt, denn für $C_0 - kt = 0$ wird h **nicht** gleich Null.

Fig. 6 zeigt uns die Linien für C, h und c für unser Zahlenbeispiel, bei welchem unter Beibehaltung der früheren Werthe für f, l, m und v, C_0 mit 200 cm und

k mit 100 cm zu Grunde gelegt ist. Man sieht, das Ventil senkt sich mit der Geschwindigkeit Null, welche rasch steigend bald als konstant angesehen werden kann und einen negativen Werth besitzt; die beim Stillstand des Kolbens übrig bleibende Hubhöhe des Ventils ist 0,625 mm.

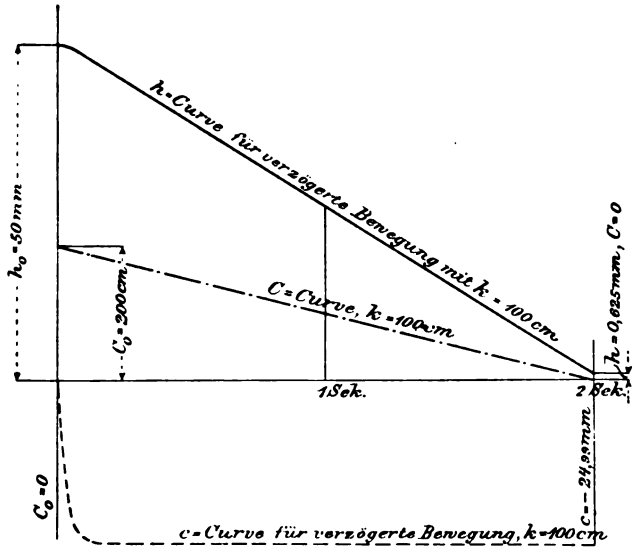


Fig. 6.

Eine Kolbenbewegung wie unter 3) beschrieben, kommt als solche zwar ebenfalls im Pumpenbau nicht vor, doch ist sie gleichbedeutend mit der Bewegung einer Wassersäule unter gleichbleibendem Druck bezw. Gegendruck. Der erste Fall — gleichmässig beschleunigte Bewegung — findet statt beim Eintritt einer Saugwassersäule in eine nicht vollgefüllte Pumpe und dient uns später zur Ermittlung der Ventilerhebungslinie für das Saugventil.

II.

Ventilspiel bei Pumpen mit Kurbeltrieb.

Nach dem Vorangegangenen könnte man glauben, dass die Ermittlung der Gesetze für das Ventilspiel bei der Kurbelbewegung besondere Schwierigkeiten machen würde. Im Gegentheil, dieselbe gestaltet sich hier ausserst einfach, wobei uns wiederum eine Vorstellung zu Hülfe kommt, mittels welcher wir den Vorgang zergliedern. Vorerst muss bemerkt werden — was auch dem aufmerksamen Leser nicht entgangen sein wird, — dass wir in allen vorigen Beispielen als Ausgangspunkt der Betrachtung den Pumpenkolben in absoluter Ruhe angenommen haben, wobei das Ventil auf seinem Sitz lag. Das wäre hier falsch, denn wir würden alsdann nur zu dem Ventilbewegungsgesetz für den ersten Hub gelangen. Wir wollen aber nicht dieses, sondern dasjenige für den Beharrungszustand haben, welches wir schon als verschieden von jenem errathen können, da wir gesehen haben, dass mit dem Aufhören der Bewegung des Pumpenkolbens die Ruhelage des Ventils nicht zusammenfällt.

1. Fig. 7 zeigt uns wiederum einen Pumpenkörper mit Kolben und Druckventil, letzteres mit gleich grossem Gegenkolben verbunden, dessen Spiel die Raumverdrängung des Ventils beim Steigen und Fallen ausgleicht. Ist nun U die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelzapfen, n die Anzahl der Umdrehungen in der Minute, so bewegt sich der Verdränger mit der Geschwindigkeit

$$C = U \cdot \sin \varphi,$$
$$= U \cdot \sin \frac{\pi nt}{30},$$

wobei φ in Bogenmass, oder aber Usin6nt, wobei φ im Gradmass ausgedrückt ist, und werden wir im Folgenden den vorletzten Ausdruck gebrauchen.[1])

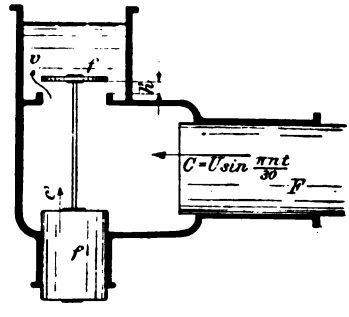


Fig. 7.

Wir haben nunmehr für die jeweilige Grösse der vom Ventil freizugebenden Spaltöffnung die einfache Beziehung

$$h' lv = FC = mf U \sin \frac{\pi nt}{30},$$

woraus die Hubhöhe

$$h' = \frac{mf}{lv} \cdot U \cdot \sin \frac{\pi nt}{30} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14$$

[1]) Die Einflussnahme der Pleuelstangenlänge lassen wir weg, weil sie die Uebersicht im Rechnungsgang stört; dieselbe kann sich Jeder feststellen, der darauf Werth legt. Die Umfangsgeschwindigkeit U nehmen wir dem allgemeinen Gebrauch entsprechend konstant an.

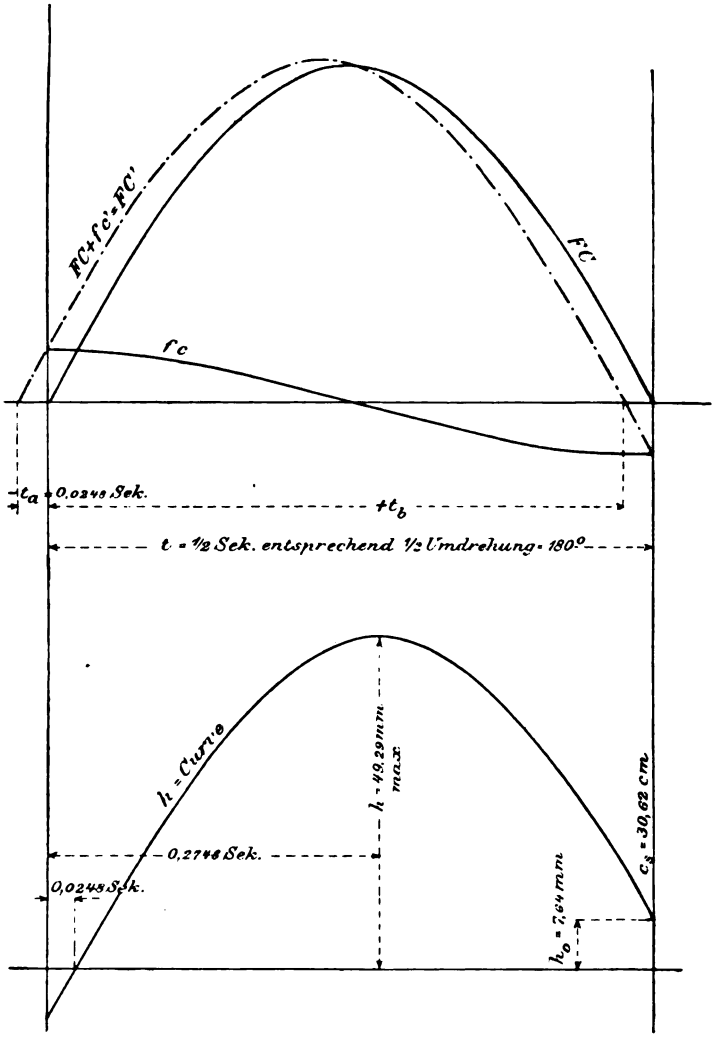

FC+fc=FC'
FC
fc
t_a 0,0243 Sek.
t_b
t = 1/2 Sek. entsprechend 1/2 Umdrehung = 180°
h = Curve
h = 49,29 mm max
0,2746 Sek.
0,0243 Sek.
h_o = 7,64 mm
c_s = 30,62 cm

Fig. 8.

und die Steig- oder Ventilgeschwindigkeit

$$c' = \frac{dh'}{dt} = \frac{mf}{lv} \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot U \cdot \cos \frac{\pi nt}{30} \quad . \; . \; (15$$

Sehen wir aber nach, was inzwischen im Pumpenraum vorgegangen ist, so finden wir, dass zwei Kolben mit verschiedenen Bewegungsgesetzen Pumpwirkung ausübten, nämlich der Hauptkolben und jener Gegenkolben, dessen Geschwindigkeit c' ist. Das Spiel des Ventils nach Gl. (14) entsprach somit der Wirkung jener beiden Kolben, deren Ausdruck ist:

$$FC + fc' = mfU \left(\sin \frac{\pi nt}{30} + \frac{f}{lv} \cdot \frac{\pi n}{30} \cos \frac{\pi nt}{30} \right).$$

Die beiden Kolben vereinigen wir nun in einen einzigen vom Querschnitt F, sodass

$$FC + fc' = FC'$$

sein muss, also die Geschwindigkeit dieses Kolbens

$$C' = U \left(\sin \frac{\pi nt}{30} + \frac{f}{lv} \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot \cos \frac{\pi nt}{30} \right) \; . \; . \; . \; (16$$

In Fig. 8, oben, ist die Sinuslinie für FC, die Cosinuslinie für fc' und die Resultirende für den vereinigten Kolben FC' verzeichnet; der letzteren entspricht also das Ventilspiel mit h' nach Gl. (14), die gleichfalls eine Sinuslinie bildet, welche wir ebenso gut durch die Linie FC dargestellt ansehen können, für die wir uns nur einen anderen Massstab zu denken haben. Dabei gewahren wir, dass das Ventil erst dann zu öffnen beginnt, wenn FC' schon einen gewissen Werth angenommen hat, noch offen steht, wenn FC' bereits wieder Null geworden ist, und erst dann schliesst, wenn FC' denselben, jedoch negativen Werth hat wie zu Beginn des Oeffnens. Die Ventilerhebungslinie erscheint

demnach zur Linie der Kolbengeschwindigkeit zeitlich verschoben; um wieviel, stellen wir sogleich fest.

In Gl. (16) wird für $C' = 0$

$$\sin \frac{\pi n t}{30} = - \frac{f}{l v} \cdot \frac{\pi n}{30} \cos \frac{\pi n t}{30},$$

daraus folgt

$$\operatorname{tg} \frac{\pi n t}{30} = - \frac{f}{l v} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17$$

welchen Ausdruck wir — a nennen wollen. Es ergiebt sich sodann

$$\frac{\pi n t}{30} = \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) = \psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18$$

$$t = \frac{30}{\pi n} \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) = \frac{30}{\pi n} \cdot \psi$$

$$= - t_a \text{ oder } + t_b \text{ in Fig. 8.}$$

Da wir nun die Gleichung der Ventilerhebungslinie kennen lernen wollen für die Zeitbeziehung auf den Kolben, also für $C' = 0$ bei $t = 0$, so verschieben wir die C'- bezw. h'-Achse nach links um $- t_a$ und erhalten aus (16, (17 und (18:

$$C' = U \left\{ \sin \left[\frac{\pi n}{30} \left(t + \frac{30}{\pi n} \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) \right) \right] + a \cdot \cos \left[\frac{\pi n}{30} \left(t + \frac{30}{\pi n} \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) \right) \right] \right\}$$

$$= U \left[\sin \left(\frac{\pi n t}{30} + \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) \right) + a \cdot \cos \left(\frac{\pi n t}{30} + \operatorname{arc}(\operatorname{tg} = - a) \right) \right]$$

$$= U \left[\sin (\varphi + \psi) + a \cdot \cos (\varphi + \psi) \right]$$

und aus Gl. (14, (17 und (18:

$$h' = \frac{mf}{l v} U \sin (\varphi + \psi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19$$

Wir suchen jedoch nicht die Ventilerhebungslinie für C', sondern für die ursprünglich angenommene Kolbengeschwindigkeit C; um die erstere zu erhalten, müssen noch h' nach dem Verhältniss $\frac{C}{C'}$ reduziren, indem

$$h = \frac{h' C}{C'}$$

sein muss. Die wirkliche Erhebung des Ventils ist demnach

$$h = \frac{\frac{mf}{lv} \cdot U \sin(\varphi + \psi) \cdot U \sin \varphi}{U\left(\sin(\varphi + \psi) + a \cos(\varphi + \psi)\right)}$$

$$= \frac{mf\,U}{lv} \cdot \frac{\sin(\varphi + \psi)}{(\cos\psi - a \sin\psi) + \operatorname{ctg}\varphi\,(\sin\psi + a\cos\psi)} \quad (20$$

Es ist aber: $\operatorname{tg}\psi = -a$, $\cos\psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\psi}}$

$= \frac{1}{\sqrt{1 + a^2}}$, $\sin\psi = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\psi}} = \frac{-a}{\sqrt{1 + a^2}}$.

Der Nenner in Gl. (20) wird hiernach:

$$\frac{1}{\sqrt{1 + a^2}} + \frac{a^2}{\sqrt{1 + a^2}} + \operatorname{ctg}\varphi\left(\frac{-a}{\sqrt{1 + a^2}} + \frac{a}{\sqrt{1 + a^2}}\right)$$

$$= \sqrt{1 + a^2}$$

und die Gl. (20) selbst:

$$h = \frac{mf\,U}{lv\sqrt{1 + a^2}} \cdot \sin(\varphi + \psi).$$

Alle Werthe wieder eingesetzt, giebt:

$$h = \frac{mf\,U}{lv\sqrt{1 + \left(\frac{f}{lv}\,\frac{\pi n}{30}\right)^2}} \cdot \sin\left(\frac{\pi n t}{30} + \operatorname{arc}\left(\operatorname{tg} = -\frac{f \pi n}{lv\,30}\right)\right) \quad (21$$

Das ist das genaue, bisher unbekannte Gesetz für die Ventilerhebung bei Pumpen mit Kurbeltrieb, dargestellt durch eine verschobene Sinuslinie in Fig. 8 unten und zwar für unser altes Zahlenbeispiel mit Ventildurchmesser 20 cm, v = 200 cm, m = 1, U = 200 cm, n = 60. Diese Zahlen sind nichts Ungewöhnliches — man denke nur an die Gummiplatten von an Dampfmaschinen gehängten Luft- oder Kaltwasserpumpen. Man sieht, das Ventil ist am Ende des Kolbenhubes noch 7.64 mm offen, also um einen sehr wohl messbaren, nach den bisherigen Anschauungen nicht erwarteten Betrag.

Bevor wir dieses hochinteressante Ergebniss näher ins Auge fassen, wollen wir noch schnell die Ventilgeschwindigkeit feststellen, welche sich ausdrückt durch:

$$c = \frac{dh}{dt} = \frac{mUa}{\sqrt{1+a^2}} \cdot \cos(\varphi + \psi)$$

$$= \frac{mfU}{lv\sqrt{1+\left(\frac{f}{lv}\cdot\frac{\pi n}{30}\right)^2}} \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot \cos\left(\frac{\pi nt}{30} + \text{arc}\,(\text{tg} = -a)\right) \quad (22$$

und die Probe auf die Westphal'sche Gleichung machen.

Es muss sein:

$$hlv = FC - fc; \text{ also } h = \frac{f}{lv}(mC - c)$$

$$h = \frac{f}{lv}\left(mU\sin\varphi - \frac{mUa}{\sqrt{1+a^2}}\cos(\varphi + \psi)\right)$$

$$= \frac{fm\,U}{lv\sqrt{1+a^2}}\left(\sqrt{1+a^2}\cdot\sin\varphi - a\cos(\varphi+\psi)\right)$$

$$= \quad " \quad \cdot\left(\frac{\sin\varphi}{\cos\psi}+\frac{\sin\psi}{\cos\psi}\cdot\cos\varphi\cdot\cos\psi - \frac{\sin\psi}{\cos\psi}\cdot\sin\varphi\cdot\sin\psi\right)$$

$$= \quad " \quad \cdot\left(\frac{\sin\varphi}{\cos\psi}(1-\sin^2\psi)+\sin\psi\cos\varphi\right)$$

$$= \quad " \quad \cdot(\sin\varphi\cos\psi+\sin\psi\cos\varphi)$$

$$= \frac{mf\,U}{lv\sqrt{1+a^2}}\cdot\sin(\varphi+\psi),$$

was genau mit dem früher gefundenen Ausdruck übereinstimmt.

---

2. **Die Ventilerhebungslinie**, wie in Fig. 8 verzeichnet, zeigt, dass

erstens das Ventil gegen den Hubwechsel verspätet öffnet und schliesst, und

zweitens seine Maximalerhebung später erreicht als der Kolben seine grösste Geschwindigkeit.

Das erstere erscheint auf den ersten Blick unmöglich, es wird uns jedoch sofort klar, wenn wir uns erinnern, dass die Pumpe im Beharrungszustand ist und folglich das negative Kurvenstück von $t=0$ bis zum Durchschnitte der h-Kurve mit der Abscissenachse die Schlussbewegung des bisher nicht betrachteten Saugventils darstellen muss; umgekehrt reicht auch die h-Kurve des Druckventils in ihrer Verlängerung über die Hubzeit hinaus in die Saugperiode hinein.

Der Schluss des einen Ventils fällt zeitlich zusammen mit dem Oeffnen des Gegenventils, beide erfolgen gegen den Hubwechsel verspätet und mit gleicher Geschwindigkeit, welche die höchste während der ganzen Bewegung vorkommende ist. Dieser letzte Umstand ist der wunde Punkt aller durch Kurbeltrieb bewegten Pumpen und nimmt auf Grösse und Bauart der in Frage kommenden Ventile bestimmenden Einfluss.

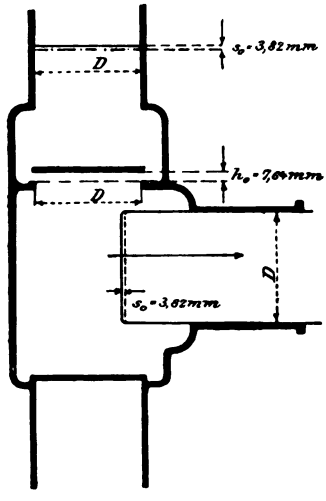


Fig. 9.

Den Vorgang im Ventil nach Ueberschreitung des todten Punktes durch den Kolben hat man sich richtig und zwar wie folgt vorzustellen, wenn das Ganze verstanden werden soll: im Hubwechsel bleibt die das Ventil durchströmende Wassersäule, absolut genommen, stehen und nimmt hierauf eine rückläufige Bewegung an, daher auch die Geschwindigkeit im Ventilsitz Null und negativ wird. Im Spalt hingegen bleibt die Geschwindigkeit stets dieselbe und gleich gerichtet (positiv), bis zum erfolgten Schluss, da sich der Spaltquerschnitt vermöge der während dieser Periode herrschenden grossen Ventil-Senkungsgeschwindigkeit c sehr rasch verengt. Die in der Zeiteinheit vom Ventil beim Sinken verdrängte Wassermenge (fc) ist eben hier grösser als die vom Kolben zurückbewegte (FC). Ganz

deutlich wird dies aus Fig. 9, welche sich auf das vorhin erwähnte Zahlenbeispiel bezieht. Druckventil und Kolben befinden sich hier in der Stellung, die dem Ende des Druckhubes entspricht; geht nun der Kolben zurück bis $s_0 = 3{,}82$ mm, wobei das Druckventil schliesst, so senkt sich der Wasserspiegel im Druckraum um ebensoviel, dabei legt aber das Ventil den Weg $h_0 = 7{,}64$ mm zurück, folglich verdrängt es in diesem Falle doppelt so viel, als der Kolben; die dem Betrage von 3,82 mm entsprechende Wassermenge muss noch durch den Spalt nach dem Druckraume gehen, und folglich bleibt die Spaltgeschwindigkeit v bis zum Schlusse nach aussen gerichtet. Der Kolbenweg s_0 entspricht hierbei dem t_0 und bestimmt sich aus der später folgenden Gl. (27).

Um mit einem Blick das durch Gl. (21) ausgedrückte Gesetz kennen zu lernen, wollen wir zunächst den Einfluss stärkerer oder schwächerer Federspannung oder, was gleichbedeutend ist, grösserer oder kleinerer Spaltgeschwindigkeit v untersuchen. Fig. 10 (S. 32)[1]) zeigt für unser Zahlenbeispiel die Ventilerhebungslinien für v = 0, 0,5, 1, 2, 4, 8 m und ∞. Man erkennt, dass bei v = 0 das Ventil in der Mitte des Hubes öffnet, am Hubende die höchste Erhebung gleich dem halben Hube hat und in der Mitte des Rückhubes mit der Kolbengeschwindigkeit schliesst. In diesem Grenzfall tritt kein Wasser durch den Ventilspalt, die Leistung der Pumpe ist Null,

[1]) In allen Figuren ist t in Sekunden, gleichzeitig aber auch das entsprechende Gradmass angegeben, was die Uebersicht bezüglich der Kurbelstellungen erleichtert und in Uebereinstimmung mit dem allgemeinen Gebrauch steht, Kurbelwinkel durch Grade ($\varphi = 6nt$ in Graden) zu messen.

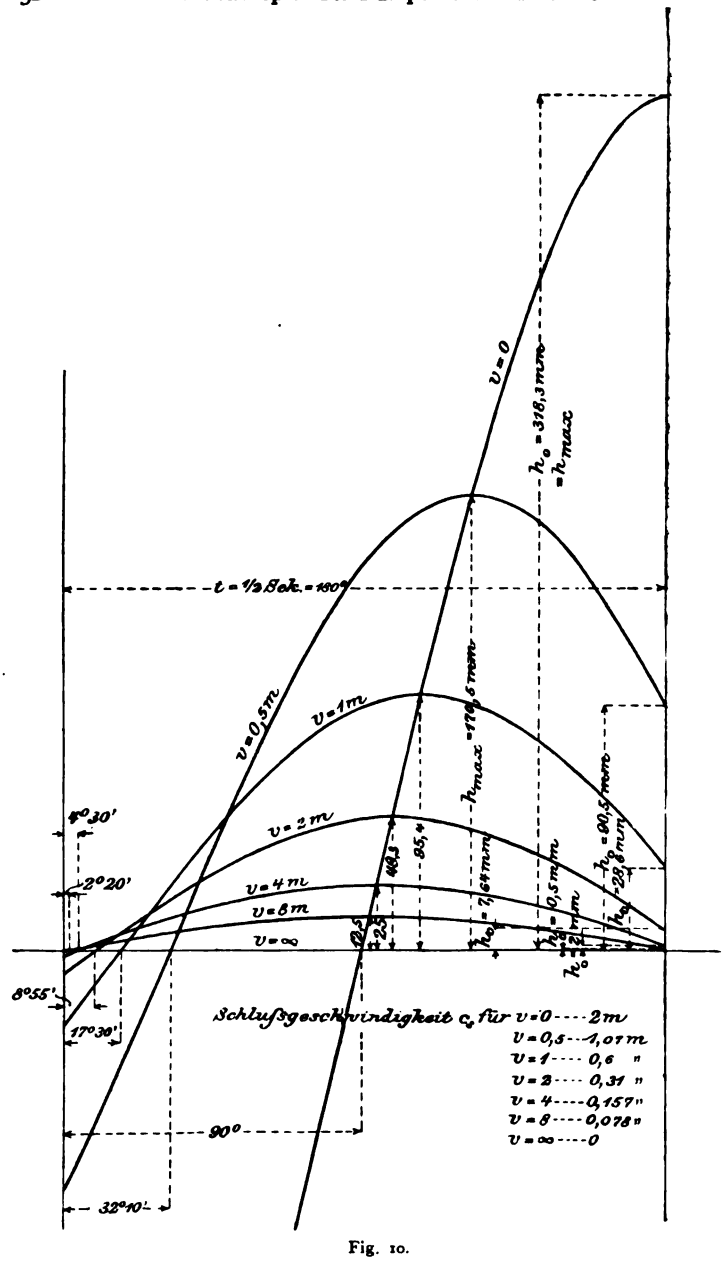

v = 0
h_o = 318,3 mm
= h_{max}
t = 1/2 Sek. = 180°
v = 0,5 m
v = 1 m
v = 2 m
v = 4 m
v = 8 m
v = ∞
h_{max} = 170,5 mm
h_o = 90,5 mm
h_o = 28,8 mm
h_o = 7,64 mm
h_o = 0,5 mm
h_o = 2 mm
48,3
95,4
12,5
2,5
4°30'
2°20'
8°55'
17°30'
90°
32°10'
Schlußgeschwindigkeit c_s für v = 0 ---- 2 m
v = 0,5 --- 1,07 m
v = 1 ---- 0,6 "
v = 2 ---- 0,31 "
v = 4 ---- 0,157 "
v = 8 ---- 0,078 "
v = ∞ ---- 0

Fig. 10.

woraus wir bereits schliessen können, dass auch bei den übrigen Annahmen für v die Leistung nicht gleich der vollen Verdrängung (Kolbenfläche $\times$ Hub) sein kann, sondern schon theoretisch kleiner sein muss. Doch davon später.

Wir sehen weiter, dass die Oeffnungs- bezw. Schlussverspätung und die im todten Punkt bestehende Ventileröffnung kleiner wird, je grösser wir die Spaltgeschwindigkeit, d. h. also die Federbelastung nehmen, bis endlich beide Null werden, aber erst beim anderen Grenzfall, d. i. $v = \infty$. Da somit der Ventilschluss stets mit Geschwindigkeit verknüpft ist, so muss auch immer ein Ventilschlag auftreten, sofern diese Geschwindigkeit einer Masse angehört; doch auch hiervon werden wir später handeln.

Ganz dieselben Linien, welche Fig. 10 zeigt, erhalten wir, wenn wir v mit 200 cm, also die ursprüngliche Federbelastung beibehalten, dagegen in Gl. (21) das **Verhältniss** $\frac{f}{l}$ ändern und zwar mit 0, 1,25, 2,5, 5, 10, 20 und ∞ einsetzen. Die Fig. 10 zeigt somit deutlich, welche Veränderungen, d. h. Verbesserungen in allen Verhältnissen eintreten, wenn wir das grosse Scheibenventil von 20 cm Durchmesser durch viele kleine oder ein vielspaltiges (Ring-) Ventil ersetzen, wodurch uns die Bedeutung des grossen Sitzumfanges klar vor die Augen tritt. Schon jetzt können wir als

Konstruktionsregel

aussprechen:

Zur Verminderung der Ventilschläge ist **kleiner** Ventilhub auszuführen, erzielt **nicht** durch Hubbegrenzung, sondern durch **starke Federbelastung** und **grossen Sitzumfang.**

Das scheint zum Theil in Widerspruch zu stehen mit den Ergebnissen von Bach's Versuchen, doch werden wir später sehen, dass dieser Widerspruch thatsächlich nicht besteht. Inzwischen wollen wir weiter gehen und den Ausdruck für die höchste Ventilerhebung feststellen. Es ist, wie leicht einzusehen:

$$h_{max} = \frac{mfU}{lv\sqrt{1+\left(\frac{f}{lv}\cdot\frac{\pi n}{30}\right)^2}} \quad \ldots\ldots (23$$

Für gewöhnliche Fälle — und das sind alle in der Praxis vorkommenden, auch unser Beispiel — ist nun hierin $\left(\frac{f}{lv}\cdot\frac{\pi n}{30}\right)^2$ so klein, dass wir es füglich Null setzen können, wodurch wir die sehr angenäherte, handliche Formel gewinnen:

$$\underline{h_{max} = \frac{mfU}{lv}} \quad \ldots\ldots (23a$$

Die Ventilerhebung im Hubwechsel bestimmt sich aus $t = 0$ bezw. $t = \frac{30}{n}$ und ist bei $t = 0$:

$$h_0 = \frac{mfU}{lv\sqrt{1+a^2}} \cdot \sin\psi$$

$$= \frac{mfU}{lv\sqrt{1+a^2}} \cdot \frac{-a}{\sqrt{1+a^2}}$$

$$= -\frac{mfUa}{lv(1+a^2)} \cdot$$

Am Ende des Hubes $\left(t = \frac{30}{n}\right)$ wird dieser Ausdruck

positiv und erlangt nach Wiedereinsetzung des Ausdrucks für a die Form:

$$h_0 = \frac{30\, mf^2\, U\, \pi\, n}{(lv\, 30)^2 + (f\, \pi\, n)^2} \quad \ldots\ldots\ldots (24$$

Auch hierin können wir für alle praktischen Fälle das $(f\,\pi n)^2$ vernachlässigen und erhalten den einfachen Ausdruck:

$$h_0 = \frac{mf^2\, U\, \pi\, n}{30\, (lv)^2},$$

was soviel bedeutet als

$$h_0 = h_{(max)} \cdot \frac{f\,\pi n}{30\, lv} \quad \ldots\ldots\ldots (24a$$

Die Verspätung des Schlusses bezw. Oeffnens des Ventiles finden wir wenn $h = 0$, also in Gl. (21) der Ausdruck unter dem Sinuszeichen Null gesetzt wird. Das ergiebt:

$$\frac{\pi n t_0}{30} = -\text{arc}\,(tg = -a)$$

$$tg\,\frac{\pi n t_0}{30} = +a = \frac{f\pi n}{lv\,30} \quad \ldots\ldots\ldots (25$$

was soviel sagt als:

Die Schlussverspätung ist für ein und dasselbe Ventil bei gleicher Umdrehungszahl stets dieselbe, und unabhängig von Abmessungen und Hub des Kolbens. Bedenken wir aber, dass für alle praktischen Fälle der Verspätungswinkel ψ sehr klein ist, so dass wir dessen Tangente gleich dem Bogen

setzen können, so gewinnen wir die höchst einfache und merkwürdige Beziehung

$$\frac{\pi n t_0}{30} = \frac{f \pi n}{l v 30}$$

$$\underline{t_0 = \frac{f}{l v}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (25a$$

d. h. bei ein und demselben Ventil (gegeben durch Abmessungen und Federspannung) ist die Schlussverspätung stets dieselbe und unabhängig von der Pumpe überhaupt.

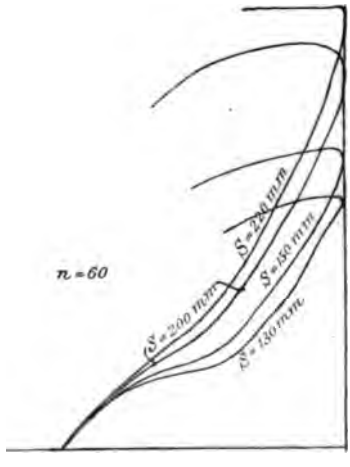


Fig. 11.

Der experimentelle Beweis für die Richtigkeit dieses Satzes ist in Fig. 11 gegeben. Dies ist eine Uebereinanderzeichnung von Ventilerhebungslinien desselben Ventils aus den bekannten Bach'schen Versuchen. Hierbei arbeitet das Ventil mit 60 U. i. d. M., aber mit vier verschiedenen Kolbenhüben. Die Kurven sind sogenannte„verschobene Ventildiagramme" und betreffen ein Gewichtsventil. Die Abscisse ist der Kolbenweg. Da nun bei gleichem n der Verspätungswinkel ψ im Kurbelkreise nach obigem Satz stets gleich sein muss, so müssen die Ventilerhebungslinien auch immer in demselben Punkt der Grundlinie zu steigen beginnen. Das thun sie auch,

wie Fig. 11 zeigt. Da aber das bei diesen Versuchen benutzte Saugventil ein federbelastetes Ventil war, so beweist die Figur, dass dieses Federventil stets im nämlichen Punkt, d. i. mit der gleichen Verspätung zum Schluss kam.

Nebenbei bemerkt hat diese Erscheinung, so merkwürdig sie auch sein mag, für unsere Zwecke, d. i. zur Ableitung von Konstruktionsregeln, kein Interesse weiter; sie dient uns nur einmal später zur Ermittlung des wahren theoretischen Ausdrucks für die Leistung der Pumpen.

Wir haben bis jetzt ermittelt, welchen Einfluss die Federspannung bezw. die Spaltgeschwindigkeit (v) und das Verhältniss des Sitzumfangs zum Ventilquerschnitt $\left(\frac{l}{f}\right)$ auf die Grösse und zeitliche Verschiebung der Ventilerhebung ausüben; bleibt die leicht erkennbare Einwirkung von m, U und n zu betrachten, die wir jedoch einem späteren Zeitpunkt vorbehalten, weil wir inzwischen der Geschwindigkeit des Ventils (c) näher treten müssen.

---

3. Die Geschwindigkeit des Ventils beim Steigen und Sinken (c) stellt, wie Gl. (22) lehrt, eine in gleicher Weise wie die Erhebungslinie verschobene Cosinuslinie dar, von welcher uns ausschliesslich der Betrag für $h = 0$, also die **Schlussgeschwindigkeit** (c_s) interessirt, welche, wie schon erwähnt, auch die höchste des Vorganges ist. Sie drückt sich aus durch

$$c_s = \frac{mf\,U}{lv\sqrt{1+\left(\frac{f}{lv}\cdot\frac{\pi n}{30}\right)^2}}\cdot\frac{\pi n}{30} = \frac{a\,Um}{\sqrt{1+a^2}} \quad . \quad . \quad (26$$

Zur gleichen Zeit ist aber die Geschwindigkeit des Kolbens (C_s):

$$C_s = U\sin\frac{\pi n t_{\prime\prime}}{30} = U\cdot\frac{-a}{\sqrt{1+a^2}}.$$

Daraus folgt

$$\underline{c_s = -m\,C_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26a$$

was übrigens vorauszusehen war, denn grösser kann die Ventilschlussgeschwindigkeit niemals sein, sonst würden unendliche Drucke in der Pumpe auftreten. Sie kann nur unter Umständen durch Einschaltung von Massen verringert werden; dass dies jedoch gar nicht erstrebenswerth ist, werden wir später sehen. Die Versuche Bach's bestätigen das Gesagte vollauf.

Bringt man Gl. (26) in dieselbe Form wie für h_0 (Gl. 24), so nimmt sie die Gestalt an:

$$c_s = \frac{mf\,U\,\pi n}{\sqrt{(lv\,30)^2+(f\,\pi n)^2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26b$$

wodurch sie übersichtlicher wird und den Einfluss der Aenderung von v leicht überblicken lässt. Indessen können wir auch hier für alle praktischen Fälle das $(f\pi n)^2$ gegen $(lv\,30)^2$ vernachlässigen und gelangen dadurch zu der überaus bequemen Gleichung:

$$\underline{c_s = \frac{mf\,U\pi n}{30\,lv}}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26c$$

welche nichts weiter besagt, als dass

$$c_s = h_{(max)} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad \ldots\ldots \quad (26d$$

oder:

$$c_s = h_0 \frac{lv}{f} \cdot \quad \ldots\ldots \quad (26e$$

Die Schlussgeschwindigkeit ein und desselben Ventils ist somit proportional der Ventilerhebung im Hubwechsel des Kolbens. Diese Beziehung ist uns deshalb werthvoll, weil wir durch sie aus den Erhebungslinien eines Ventils stets die Schlussgeschwindigkeit beurtheilen können.

Die aus den Beziehungen für c_s fliessende Konstruktionsregel haben wir bereits unter 1) ausgesprochen.

Da es sehr wichtig ist, die Schlussgeschwindigkeit in ihrer Abhängigkeit auch noch von anderer Seite zu beleuchten, so fügen wir hier noch zwei Ausdrücke bei, indem wir den Pumpeninhalt und die minutliche Förderung einführen. Unter den gefundenen Formeln kann dann für die einzelnen Fälle die Auswahl nach den Grössen getroffen werden, welche als gegeben zur Verfügung stehen.

Der Pumpeninhalt oder besser gesagt die Verdrängung bei einem Hub ist F.S. Hiervon ist

$$F = mf \text{ und } S = \frac{60\,U}{\pi n},$$

demnach

$$(F\,S) = \frac{mf\,60\,U}{\pi n}.$$

Diesen Werth in (26c) eingesetzt giebt:

$$c_s = \frac{(F S) \cdot \pi^2 n^2}{60 \cdot 30 \cdot l_v}$$

$$= 0{,}00584 \frac{(FS)\, n^2}{l_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26f$$

d. h. **bei ein und derselben Pumpe wächst die Ventilschlussgeschwindigkeit mit dem Quadrat der Umdrehungszahl,** welche Beziehung zu beachten ist, wenn wir die Steigerungsfähigkeit einer gegebenen Pumpenanlage untersuchen wollen.

Die Verdrängung in der Minute — stets eine einfachwirkende Pumpe oder eine Seite einer doppeltwirkenden in Betracht genommen — ist (FS) n = Q. Diese eingesetzt giebt aus (26f)

$$c_s = 0{,}00584 \frac{Qn}{l_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26g$$

Dieser Ausdruck dient uns bei Entwürfen, wenn wir ein bestimmtes Ventil mit einer gewünschten Schlussgeschwindigkeit verwenden wollen, um daraus die zulässige Umdrehungszahl und hiernach die Pumpengrösse zu bestimmen.

Alle Masse in den vorhergehenden Gleichungen gelten für Centimeter, die Gl. (26f) u. (26g) sind ohne Weiteres anwendbar, wenn alle Abmessungen in Metern, Q in Cbm. i. d. M. gegeben sind, wonach denn auch c_s sich in Metern ergiebt.

In den letzten beiden Gleichungen für c_s sind wir auf das erste **Bach'sche Gesetz** gekommen. Dasselbe lautet bekanntlich: An der „Grenze des stossfreien Ventilschlusses" gilt die Beziehung $n^2 s$ = constans oder Qn = constans.

Der Bach'sche Ausdruck „an der Grenze des stossfreien Ventilschlusses" bedeutet nichts anderes als: beim (plötzlichen) Uebergang der (durch Anwendung von Gewichtsballast erzielten) verringerten Schlussgeschwindigkeit auf eine ganz bestimmte (hörbaren Schlag erzeugende). Diese letztere Geschwindigkeit, welche keinen tangentialen Uebergang der Erhebungslinie in die Grundlinie zeigt, ist unser $c_s = mC_s$, und wie man sieht, stimmen die Gl. (26f) u. (26g) mit obigem Gesetz vollkommen überein.

Da das Bach'sche Gesetz durch Versuche festgestellt worden ist, dient uns die gefundene volle Uebereinstimmung als Beweis für die Richtigkeit der entwickelten Anschauungen über den Verlauf der betrachteten Vorgänge. Durch sie erkennen wir ferner, dass auch die reinen Gewichtsventile von einem gewissen Punkte ab sich den Gesetzen für elastisch gedrückte, masselose Ventile anschliessen, wovon im Besonderen noch die Rede sein wird.

Fig. 12 (S. 42) zeigt die Ventilerhebungslinie für die Verwendung ein und desselben Ventils bei gleicher minutlicher Pumpenverdrängung, jedoch bei verschiedener Anzahl der U. i. d. M. und dementsprechend verschiedenen Abmessungen des Kolbens, mit anderen Worten: in der Gleichung für h ändern wir das n allein nach Belieben, wobei wir die Grössen m, f und U ebenfalls ändern können, doch so, dass $mfU = \text{const}$.

In Fig. 13 (S. 43) hingegen betrachten wir den Fall einer gegebenen Pumpe, deren Anzahl der U. i. d. M. wir

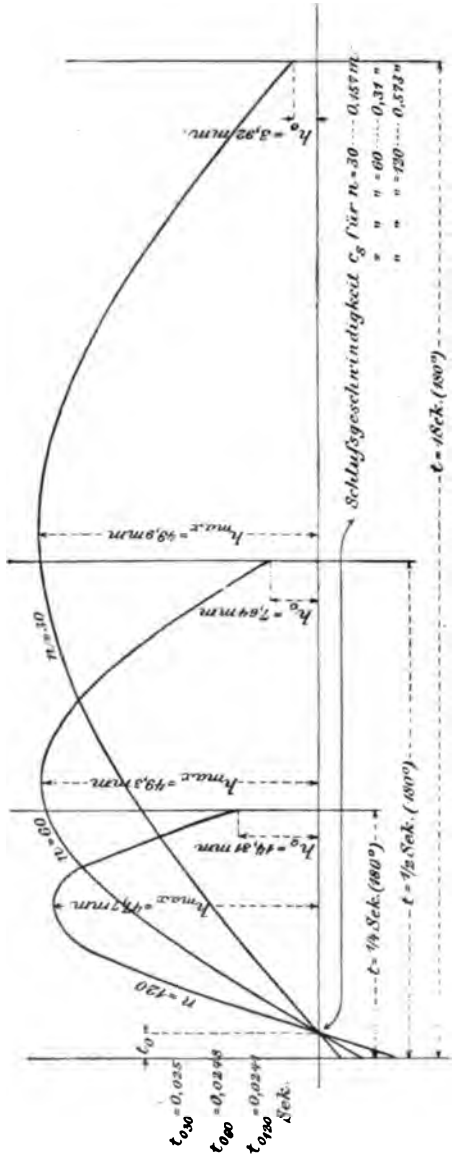

Schlussgeschwindigkeit c_s für n = 30 .... 0,157 m
" " " = 60 .... 0,31 "
" " " = 120 .... 0,573 "
h_o = 3,92 mm.
h_{max} = 49,9 mm
t = 1 Sek. (180°)
n = 30
h_o = 7,84 mm
h_{max} = 49,3 mm
n = 60
h_o = 14,31 mm
h_{max} = 47,2 mm
n = 120
t = ½ Sek. (180°)
t = ¼ Sek. (180°)
t_o =
t_{030} = 0,025 Sek.
t_{060} = 0,0295
t_{0120} = 0,0241

Fig. 12.

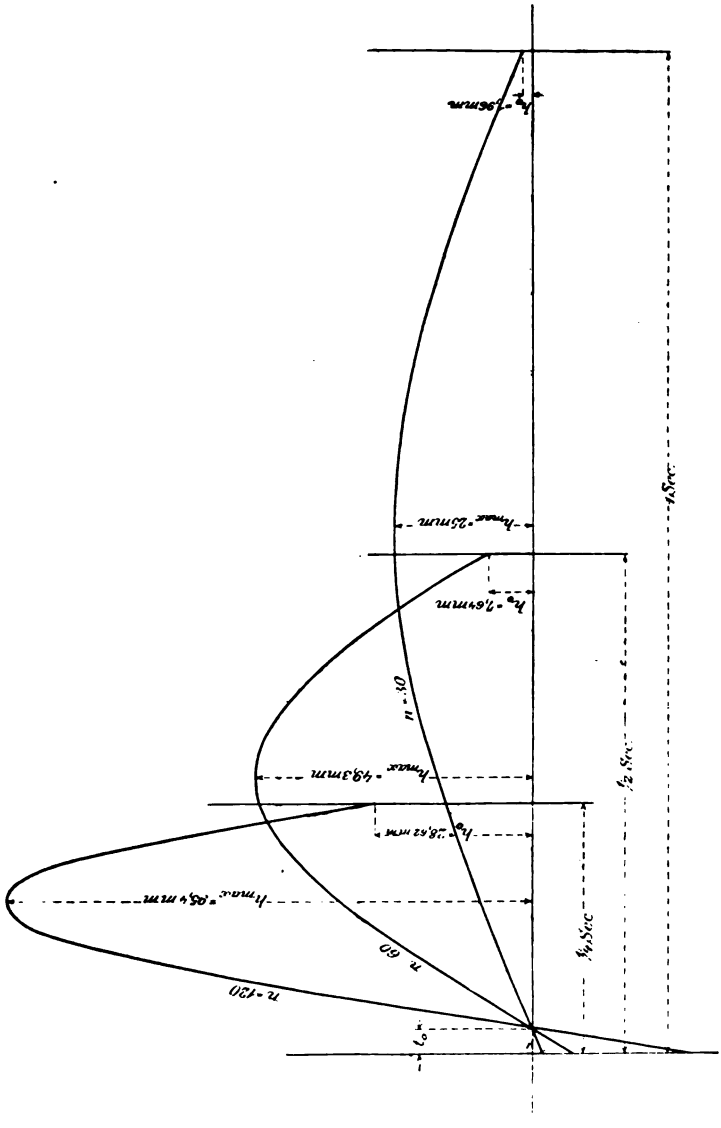


Fig. 13.

steigern, mathematisch ausgedrückt: wir ändern n nach Belieben und m, f, U so, dass $\frac{mfU}{n}$ = constans, (FS = const.).

Beide Figuren lassen deutlich das Verhalten des Ventils erkennen, insbesondere das t_0 = const. und die Schlussgeschwindigkeiten, für die wir, wie schon gezeigt, in h_0 ein Mass besitzen. Die Linien und eingeschriebenen Masse gelten für unser wiederholt gebrauchtes Beispiel und sind nach den im Vorhergehenden entwickelten genauen Formeln berechnet, um die Geringfügigkeit der Unterschiede gegen die Werthe der vereinfachten Formeln ersichtlich zu machen. Auf den Kolbenweg bezogen, gehen diese Linien in Ellipsen über, bei denen die für unsere Zwecke charakteristischen Erscheinungen nur undeutlich zu Tage treten, weshalb wir von dieser Darstellung hier wie überall absehen.

---

4. Das Bisherige setzt uns in Stand, die Eigenthümlichkeiten des

kegelförmigen Ventils

in's Auge zu fassen. Ein Blick auf Fig. 14 belehrt uns sofort über das zu erwartende Verhalten desselben. Die hier für die Spaltgeschwindigkeit v in Betracht kommende Breite des Spaltes ist nicht die wirkliche Erhebung des Ventils, sondern $h' = h \cos \alpha$, unter α den Neigungswinkel des Kegels verstanden. Im Vergleich zum flachen Ventil ist demnach für gleiches v ein wesentlich grösseres $h = \frac{h'}{\cos \alpha}$ erforderlich (z. B. für $\alpha = 45^0$, $h = 1{,}31\ h'$) und da demselben eine ebenso viel grössere Schluss-

geschwindigkeit c_s entspricht, so können wir aussprechen:

> unter sonst gleichen Umständen schliessen kegelförmige Ventile mit **grösserer** Geschwindigkeit, also **stärkerem Schlage,** als flache.

Die Figur lässt weiter erkennen, dass mit der Erhebung des Ventils sich die Angriffsfläche für den von unten wirkenden Ueberdruck verkleinert. Der Durchmesser derselben ist mit d' bezeichnet, während δ die Ringbreite $d - d'$ darstellt. Es ist $\delta = h' \sin \alpha$

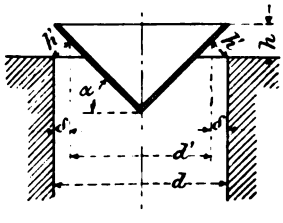


Fig. 14.

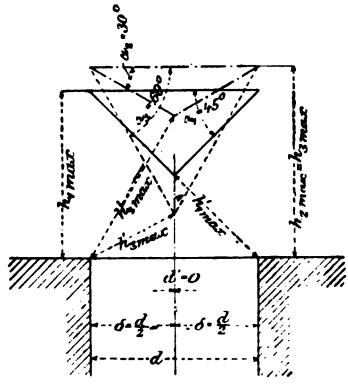


Fig. 15.

$= h \cos \alpha \sin \alpha$. Die Angriffsfläche wird Null für $\delta = \frac{d}{2}$ oder $h'_{(max)} = \frac{d}{2 \sin \alpha}$. Da nun durch diese Verkleinerung von d' bei gleichbleibender Federspannung sich die spezifische Belastung bis ins Unendliche steigert, so folgt, dass die Spaltgeschwindigkeit sich bis in's Unendliche vergrössert und der Satz:

> Kegelförmige Ventile ermöglichen **keine gleichbleibende Spaltgeschwindigkeit.**

Während somit die Erhebung h beim Anhub des

Ventils und in der Sitznähe grösser ist als beim flachen Ventil, wird sie später kleiner und kann selbst bei der schwächsten Feder den Betrag $h_{(max)} = \frac{d}{2 \sin \alpha \cos \alpha}$ nicht überschreiten. Fig. 15 veranschaulicht das $h_{(max)}$ für die Winkel $\alpha = 30^0$, 45^0 und 60^0. Es wird am kleinsten für $\alpha = 45^0$ ($h_{(max)} = d$), gleich für $\alpha = 30^0$ und 60^0 und ∞ für $\alpha = 0^0$ und 90^0.

Ohne uns noch weiter in diese Vorgänge zu vertiefen, können wir bereits den Verlauf der Ventilerhebungslinie für das kegelförmige Ventil erkennen: sie wird gegenüber derjenigen für das flache Ventil anfänglich rasch steigen, sich bald verflachen, schliesslich steil abfallen und im Ganzen zeitlich mehr gegen die Kolbenbewegungsphasen verschoben sein als die erstere. Diesen Verlauf zeigen auch die Versuche von Bach, nur mit dem Unterschied, dass die obere Verflachung eher eintritt als nach Obigem geschätzt werden kann; der Grund hiervon liegt in dynamischen Verhältnissen, über welche hier noch ein Wort am Platze ist.

Den Widerstand des Ventilkörpers gegen die ihn hebende Flüssigkeit, der von dessen Form, Grösse und Oberflächenbeschaffenheit abhängt, haben wir hier noch nicht berücksichtigt, und werden ihn auch nicht berücksichtigen, denn beim Oeffnen und Schluss und in der Sitznähe ist die relative Geschwindigkeit des Ventils gegenüber dem Flüssigkeitsstrom Null bezw. so gering, dass sie den Vorgang zu beeinflussen nicht im Stande ist. Das ganze Ziel dieser Studien ist aber, gerade die Vorgänge beim Oeffnen und Schliessen und in der Sitznähe kennen zu lernen, weshalb wir auf die Untersuchung des Einflusses des Formwiderstandes bei

grösseren Erhebungen verzichten. Diese grösseren Erhebungen sind übrigens in allen praktischen Fällen so gering, dass auch bei diesen der Formwiderstand des flachen Ventils gar nicht zur Geltung kommt. Anders beim kegelförmigen Ventil, wie die Versuche v. Bach's beweisen, weshalb der Verfasser auch die obige Betrachtung bezüglich der höchsten Erhebung desselben gar nicht als streng richtig aufrecht erhalten, sondern damit nur andeuten will, welche Einflüsse auf das Ventil zur Wirkung kommen.

Auch die Weite des Ventilgehäuses berücksichtigen wir hier in gar keiner Weise, weil Federn stets endliche Länge haben und mit wachsender Ventilerhebung stärker wirken, also den Einfluss der Gehäuseweite, welcher sich in der Vergrösserung der Ventilerhebung ausdrückt, grösstentheils wieder aufheben, sodass die h-Kurve keine wesentlichen Aenderungen zeigen wird. In der Sitznähe und beim Schluss ist auch dieser Einfluss gleich Null.

Nach dem Vorangegangenen können wir das Urtheil fällen:

Kegelförmige Ventile sind in jeder Hinsicht ungünstiger als flache.

---

5. Unter **1.** wurde schon angedeutet, dass nach dem Verhalten der Ventile die

Pumpen-Lieferung

nicht gleich dem Produkte aus Kolbenquerschnitt und **-Hub sein kann**, was wir jetzt näher untersuchen wollen.

Der Weg des Kolbens vom todten Punkt ab drückt **sich bekanntlich** aus durch:

$$s = \frac{S}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi n t}{30}\right)$$
$$= \frac{30\,U}{\pi n}\left(1 - \cos\frac{\pi n t}{30}\right).$$

Beim Oeffnen des Ventils ist hierin $t = t_0$ und nach Gl. (25):

$$\operatorname{tg}\frac{\pi n t_0}{30} = +a = \frac{f\pi n}{lv\,30}$$

$$\cos\frac{\pi n t_0}{30} = \frac{1}{\sqrt{1+a^2}} = \frac{30\,lv}{\sqrt{(lv\,30^2)+(f\pi n)^2}}$$

und daraus

$$s_0 = \frac{30\,U}{\pi n}\left(1 - \frac{30\,lv}{\sqrt{(lv\,30)^2+(f\pi n)^2}}\right) \quad . \quad . \quad (27$$

Da vor Eröffnung des Druckventils Flüssigkeit nicht gefördert wird, so ist die dem Wege s_0 entsprechende Menge bei der Berechnung der Lieferung vom ganzen Hubvolumen in Abzug zu bringen, ebenso auch diejenige Flüssigkeitsmenge, welche sich bei Vollendung des Hubes zwischen dem noch mit h_0 offenstehenden Ventil und der Sitzebene befindet. Bei dem nun folgenden Rückhube wird abermals der s_0 entsprechende Betrag vom Kolben wieder zurückgezogen, ist also nochmals abzuziehen, wohingegen die unter dem Ventil befindliche Menge in den Druckraum übergeht, demnach wieder zuzusetzen ist. Die Lieferung bei einem Kolbenhub wird somit sein:

$$L = F(S - s_0) - fh_0 - Fs_0 + fh_0$$
$$= F(S - 2s_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28$$

und das Verhältniss derselben zum Hubvolumen (FS)

$$\frac{L}{(FS)} = \frac{S - 2s_0}{S} = \frac{\frac{60\,U}{\pi n} - \frac{60\,U}{\pi n}\left(1 - \frac{30\,lv}{\sqrt{(lv\,30)^2 + (f\pi n)^2}}\right)}{\frac{60\,U}{\pi\,n}}$$

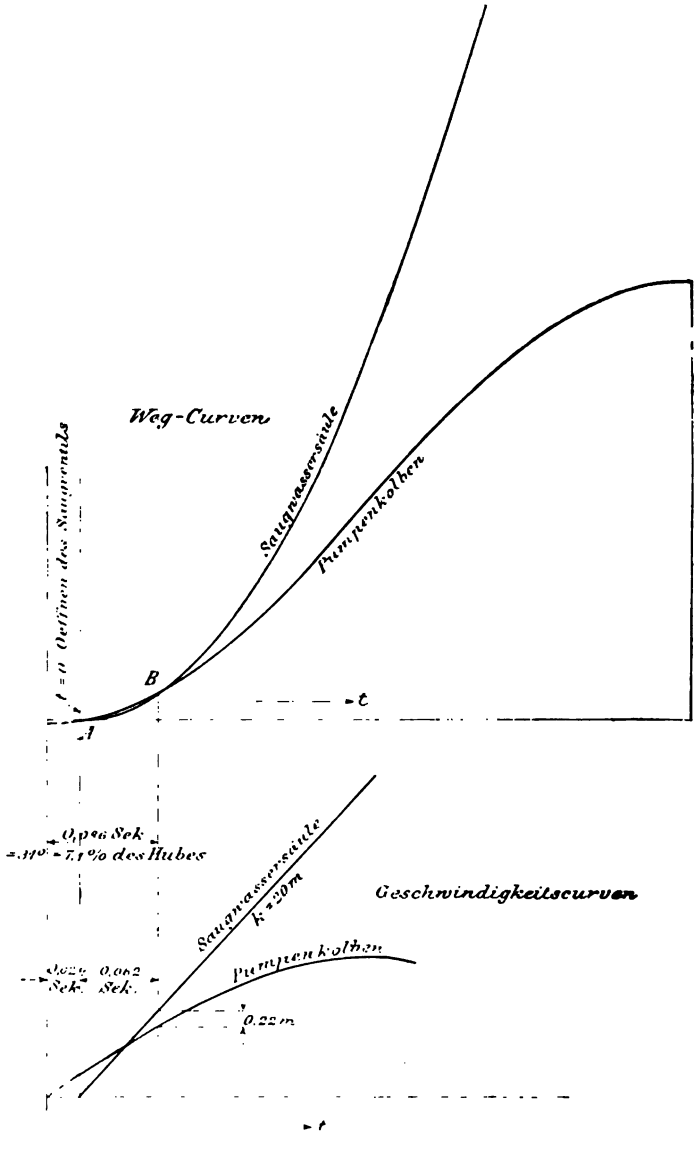
$$= \frac{30\,lv}{\sqrt{(lv\,30)^2 + (f\pi n)^2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29$$

d. h. stets kleiner als Eins.

Es soll aber gleich bemerkt werden, dass diese bisher unbekannte Beziehung nur einen akademischen Werth besitzt, denn in den Zahlenwerthen ergeben sich in der Praxis so kleine Unterschiede gegen Eins, dass der Konstrukteur wohl niemals auf sie Rücksicht zu nehmen braucht. So wird für unser Zahlenbeispiel (Ventil 20 cm Durchmesser, $v = 200$ cm, $n = 60$) $\frac{L}{(FS)} = 0{,}988$, und wenn wir das 20 cm Ventil durch vier von 10 cm Durchmesser ersetzen, bereits 0,997.

Dagegen wird durch obiges Ergebniss zum ersten Mal offenbar, dass die bisherige Pumpentheorie Ungenauigkeiten enthält, (von welchen wir gleich noch einer auf die Spur kommen werden), und nothwendig der Richtigstellung und Ausgestaltung durch die Berücksichtigung der Ventilvorgänge bedarf.

Nebenbei ist noch zu erwähnen, dass nach dem Vorigen der Druckwechsel bei jeder Pumpe erst bei s_0 nach dem todten Punkt eintritt. Infolge dessen wirkt wie bei Gebläsen die Summe des Pumpen- und Dampfdruckes im Anfang des Rückhubes auf den Kurbelzapfen, wofür dieser zu bemessen ist. Das geschieht indessen schon längst aus dem Grunde, weil man auch die Anwesenheit von Luft in Betracht ziehen muss.


Weg-Curven
Saugwassersäule
Pumpenkolben
B
t
A
Geschwindigkeitscurven
Saugwassersäule
k=20m
Pumpenkolben
0.22 m
t

6. Da das Oeffnen der Pumpenventile bei der Kolbengeschwindigkeit C_0 erfolgt, welche, weil immer nach dem Hubwechsel, stets eine endliche Grösse besitzt, so folgt nothwendig, dass die bisherige Anschauung betreffend die

Anfangsbeschleunigung der Saug- und Druckwassersäulen falsch ist. Es kann — luftfreies Wasser, absolut starren Pumpenkörper nebst starren Ventilen und Gestängen, sowie Abwesenheit von Luftsäcken vorausgesetzt, — von einem sanften Inbewegungsetzen der Wassersäulen bei einer Pumpe mit Kurbeltrieb nicht die Rede sein. Vielmehr erfolgt die Ingangsetzung der Massen durch Stoss, welcher nur bei sehr kleinem t_0 durch Nebeneinflüsse gemildert, ja beseitigt werden kann. Diese sind: Undichtheiten, Elasticität des Gehäuses, der Gestänge und Ventile und natürlicher Luftgehalt, sowie die geringe Elasticität des Wassers, alles Umstände, deren rechnungsmässige Berücksichtigung sich unserem Können entzieht, deren übermässiges Anwachsen aber auch gar nicht wünschenswerth ist, weshalb uns eben nichts Anderes übrig bleibt, als das h_0 und damit c_0 und t_0 nach äusserster Möglichkeit herabzudrücken. Die Wirkung dieser Nebenumstände wenigstens abzuschätzen wird später zu anderem Zwecke unsere Aufgabe sein, vorerst wollen wir zusehen, wie sich nach bisher Erkanntem die Saugwassersäule beim Eintritt in die Pumpe verhält. Dies zeigt uns Fig. 16 für unser Zahlenbeispiel mit $n = 60$. Hier finden sich unter Annahme eines Saugwindkesseldruckes der der Saugsäule eine Beschleunigung von 20 m zu ertheilen im Stande ist, die Weg- und Geschwindigkeitskurven der Saugwassersäule und des Pumpenkolbens verzeichnet.

Der Antrieb der Saugsäule erfolgt im Punkte A, in welchem das Saugventil öffnet, sie folgt zunächst einer von A als Scheitel ausgehenden Parabel. Der Punkt A fällt aber mit t_0 des Kolbens zusammen, dessen Wegkurve vorher bereits als Cosinuslinie anhub. In A sind die Ordinaten beider Linien Null. Wie man nun sieht, bleibt die Parabel unter der Cosinuslinie, erhebt sich aber bald und schneidet die letztere bei B nach 0,062 Sekunden, entsprechend dem Wegpunkte in 7,1 % des Hubes. Bei A trennt sich die Wassersäule von der Unterfläche des Druckventiles, bei B trifft sie dieselbe mit Stoss wieder, und zwar mit einer Geschwindigkeit von 0,22 m, wie aus den im unteren Theile der Figur verzeichneten Geschwindigkeitslinien hervorgeht. Es ist somit nicht wahr, dass wenn die Saugsäule am Beginn der Saugwirkung abreisst, sie sich innerhalb der ersten Hubhälfte nicht mehr schliesst, im Gegentheil, sie stösst sehr bald wieder an das geschlossene Druckventil.

Beim Rückhub — wenn das Saugventil schliesst und die Drucksäule angetrieben wird — wird die Saugsäule ein Stück rückläufig bewegt, beim Schluss des Saugventiles reisst das im Saugrohr befindliche Stück unterhalb des Saugventils ab und kehrt unter der Einwirkung des Saugwindkesseldruckes zu diesem unter Stoss zurück. Der beschriebene Vorgang lehrt uns in Uebereinstimmung mit den bekannten Sätzen der Pumpentheorie, dass die an den Ventilen hängenden Flüssigkeitsmassen behufs Herabminderung der Stösse klein zu halten seien, ihr Beschleunigungsdruck gross.

Die so häufig beobachteten Schwingungen beim Beginn der Sauglinie an Indikatordiagrammen rühren demnach nicht allein vom Trägheitsmoment der Schreib-

zeugmassen und dem Oeffnungsdruck her, sondern bezeichnen wohl in vielen Fällen ein wirkliches Abreissen und Zusammenstossen der Saugsäule. Das lässt sich einigermassen prüfen durch Indicirung des Saugrohres dicht unter dem Saugventil. Zeigt sich dabei nach Vollendung des Saughubes eine Doppelschwingung, so ist die Erscheinung vorhanden. Bei doppeltwirkenden Pumpen, bei denen die Saugventile beider Seiten von einem gemeinschaftlichen Saugrohr abzweigen und nahe bei einander sitzen, hat man sich jedoch vor Täuschungen zu hüten, da hier die letztbeschriebene Erscheinung mit derjenigen nach Beginn des Saughubes der Gegenseite zusammenfällt. Noch muss bemerkt werden, dass der Indikator wegen des elastischen Elementes, das er in das Spiel der Massen bringt, die Vorgänge selbst verändert und verzerrt andeutet — was übrigens bekannt ist — überhaupt ist das unter 6. Gefundene wegen der Nebeneinflüsse im praktischen Pumpenbau nicht allzu tragisch zu nehmen, so lange es sich um mittlere Umlaufzahlen handelt.

Dagegen gewinnt der betrachtete Vorgang umsomehr Bedeutung, je rascher die in Frage kommende Pumpe arbeitet; was da zu thun ist, lehrt uns deutlich die Figur. In erster Linie ist das t_0 zu verkleinern durch grösseren Sitzumfang, damit die Parabel näher zum Anfangspunkt der Kolbenweglinie fällt, dann aber ist die Parabel im Anfang möglichst steil in die Höhe zu führen, damit sie sich bald mit der Kolbenweglinie schneidet. Dies kann durch mehrfache Mittel erreicht werden und zwar:

1. Am ausgiebigsten durch Vergrösserung der Saug-Beschleunigung, also Opfer an Saughöhe,

beziehungsweise Saugfähigkeit, oder Tiefstellen der Pumpe.

2. Durch Verkleinerung der Spaltgeschwindigkeit v, jedoch nur zu Anfang des Hubes, denn wegen der Ventilschlussgeschwindigkeit muss dieses v im weiteren Verlauf des Saughubes möglichst gross gehalten werden. Wir kommen also hier auf die veränderliche Federbelastung, welche wir später bei den gesteuerten Ventilen näher in's Auge fassen werden.

3. Durch Verkürzung der Saugwassersäule, oder genauer gesagt, der Wassersäule zwischen Druckventil und Saugwindkesselspiegel. Der eine Theil dieser Säule zwischen Druck- und Saugventil lässt sich niemals auf Null bringen, selbst nicht wenn beide Ventile in einer Ebene liegen, wegen der Horizontalentfernung, der andere Theil hingegen, unter dem Saugventil, kann durch konstruktive Mittel ganz beseitigt werden. Ein solches Mittel ist — jedoch nur scheinbar — die Ausbildung der Saugventile selbst durch Aushöhlung zu Saugwindkesseln, wie dies von Hübbe (D. R.-P. 91 185) vorgeschlagen wurde, denn abgesehen davon, dass durch die Aushöhlung das Ventil schwerer und höher, also die über dem Saugventil ansetzende Wassersäule vergrössert und deren Querschnitt verengt wird — was weitere schädliche Folgen hat, wie später gezeigt werden wird — können derartig untergebrachte Saugwindkessel nie gross genug gemacht werden, und da hierdurch ein zweiter grösserer Saugwindkessel in der Saugleitung nöthig wird, so entstehen zwischen diesen Beiden Schwankungen, welche höchst schädlich wirken.

Dass zu diesem letzteren Mittel auch die möglichste

Verkleinerung der Saugventilmasse gehört, ist selbstverständlich, und so zeigt sich sehr deutlich, wie sehr die Konstruktionsschwierigkeiten mit der Umlaufzahl wachsen.

Die soeben abgeschlossene Betrachtung führt zu dem Schlusse, dass der Saugsäulenbewegung entsprechend, das Saugventil sich nicht mit seiner Maximalgeschwindigkeit öffnen kann, und demnach dessen Erhebungslinie von derjenigen des

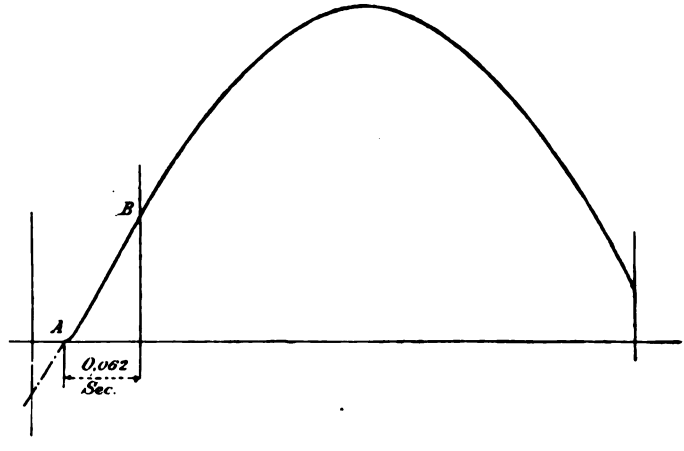


Fig. 17.

Druckventils abweichen muss. In Fig. 17 ist dieselbe für unser Zahlenbeispiel dargestellt. Das Saugventil hebt sich im Punkte *A* nach t_0 vom Hubwechsel mit der Geschwindigkeit 0 und folgt zunächst dem in Gl. (12) Seite 19 ausgesprochenen Gesetze für die gleichförmig beschleunigte Kolbenbewegung bis Punkt *B*, in welchem die Saugsäule den Kolben eingeholt hat,

alsdann geht deren Bewegung plötzlich in diejenige nach Gl. (21) über, d. h. in die Sinuslinie. Man sieht, dass im Punkt B die Linien genau zusammentreffen, ferner dass die ganze Form der Linie nur unwesentlich beeinflusst wird, und endlich, dass diese Abweichung für den Schluss des Saugventils von keinerlei Bedeutung ist.

III.

Gesetz des Ventilschlages.

Wir haben gesehen, dass das Pumpenventil stets mit seiner höchsten Geschwindigkeit den Sitz trifft, und bereits ausgesprochen, dass dies mit Stoss geschehen muss, sofern diese Geschwindigkeit einer Masse angehört. Einzelne haben aus den Bach'schen Versuchen ableiten wollen, dass der Ventilschlag beim Erreichen einer gewissen kleinen Hubhöhe im todten Punkt (h_0) oder einer gewissen Schlussgeschwindigkeit verschwinde. Das ist natürlich unrichtig, denn es ist ja noch die Masse von Einfluss, welche wir bis jetzt noch nicht bestimmt haben und welche erklärlicher Weise nicht bloss in der Masse des Ventilkörpers besteht, wie fast allgemein geglaubt wird.

Welche Massen aber zum Stoss gelangen, zeigt am deutlichsten die einfache Hubpumpe (Fig. 18). Ist bei derselben der Kolben im Niedergang begriffen, so durchströmt bei geschlossenem Saugventil das Wasser den Kolben, doch nur relativ, denn der ganze Wasserkörper verharrt dabei in absoluter Ruhe.

Kehrt nun der Kolben in der untersten Stellung um, so schliesst das auf demselben sitzende Ventil nach einiger Zeit (t_0) und die über demselben befindliche Wassermasse M_1 in Fig. 18a wird mit der Kolbengeschwindigkeit C_s in Bewegung gesetzt. Dabei trennt sie sich aber, wie durch den Spalt angedeutet ist, von

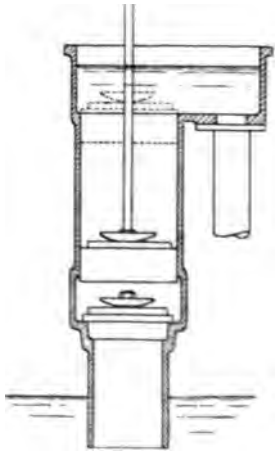


Fig. 18.

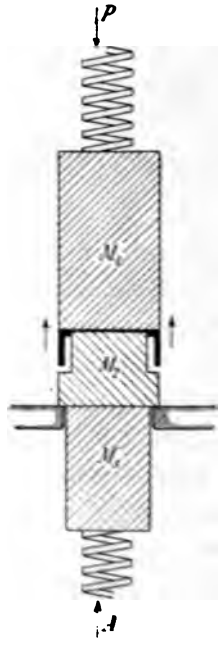


Fig. 18a.

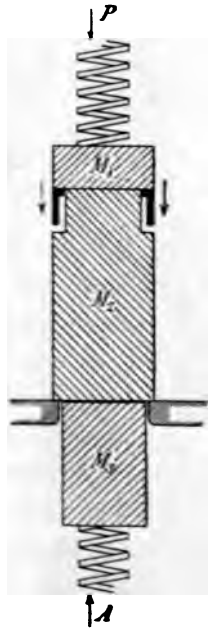


Fig. 18b.

der Masse M_2 zwischen Kolben und Saugventil, welch letztere mit dem Saugventil und der Masse M_3 unter demselben unter dem Einfluss des Atmosphären- (oder Saugwindkessel-)druckes, dargestellt durch die Feder A, sich zunächst in gleichförmig beschleunigte Bewegung setzen und erst später die Masse M_1 erreichen. Es

kommt somit beim Druckventilschluss nur die über demselben befindliche Masse M_1 in Betracht.

Nach Erreichung des oberen Hubwechsels bewegen sich sammt dem Kolben die Massen M_1, M_2 und M_3 (Fig. 18b), von denen inzwischen M_1 und M_2 ihre Grösse geändert haben, unter dem Einfluss des Atmosphären- (oder Druckwindkessel-)druckes P rückläufig, bis (nach t_0) das Saugventil schliesst. Hierbei findet die Trennung unter dem Saugventil statt und M_3 bewegt sich noch weiter nach unten, bis es unter Einfluss von A wieder zur Unterfläche des Saugventils zurückkehrt. Im Augenblick des Saugventilschlusses kommt demnach die gesammte über demselben befindliche Masse, bestehend aus M_1 und M_2 zum Stillstand. Da nun im letzteren Falle die Masse grösser ist, so haben wir nur auf diesen Rücksicht zu nehmen.

Die Betrachtung anderer Pumpenformen liefert das gleiche Ergebniss und wir sehen, dass auch bei masselosen Ventilen ein Schlag auftreten muss und dass die zum Schlag oder Stoss kommende Masse eine ganz bestimmte ist.

Den Stoss — hier ein unelastischer — messen wir aber durch den Betrag der bei demselben vernichteten lebendigen Kraft und somit ist unsere einfache Formel dafür

$$E = \frac{M C_s^2}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (30$$

In praktischen Fällen löst sich nun der Ausdruck rechts in mehrere auf, da nicht, wie in unserem Beispiel, in allen Querschnitten gleiche Geschwindigkeit herrscht,

und man hätte je nach Anzahl der verschiedenen Querschnitte zu setzen:

$$E = \frac{(M_1 c_1^2 + M_2 c_2^2 + M_3 c_3^2 + \ldots)}{2} + \frac{M_v c_s^2}{2} \quad \ldots \quad (30a$$

$$= \frac{1}{2} \Sigma (M c^2) + \frac{1}{2} M_v c_s^2 \quad \ldots \quad (30b$$

worunter M_v die Masse des Ventilkörpers bezeichnet.

In Worten lautet das durch vorstehende Gleichungen ausgesprochene Gesetz:

Der Ventilschlag ist proportional der Summe der Produkte aus den zwischen Saugventil und Druckwindkesselspiegel befindlichen Wassermassen und den Quadraten ihrer Geschwindigkeiten im Augenblicke des Ventilschlusses plus dem Produkt aus Ventilmasse und Quadrat der Ventilschlussgeschwindigkeit.

Bezeichnen wir die in der Stromrichtung gemessene Länge jeder Einzelmasse mit L_1, L_2 u. s. w., und deren Querschnittsverhältniss zum Ventilquerschnitt f mit m_1, m_2 u. s. w., endlich mit G_1, G_2 die Gewichte, so ist für Wasser und bei L_1 und f in m bezw. qm:

$$M_1 = \frac{G_1}{g} = \frac{1000 L_1 m_1 f}{g}$$

und deren Geschwindigkeit beim Stoss

$$c_1 = \frac{c_s}{m_1},$$

woraus folgt

$$\frac{M_1 c_1^2}{2} = \frac{1000 L_1 m_1 f}{2g} \cdot \frac{c_s^2}{m_1^2} = \frac{1000 f c_s^2}{2g} \cdot \frac{L_1}{m_1},$$

Gl. (30a) nimmt sodann die Form an:

$$E = \frac{1000\, f c_s^2}{2g}\left(\frac{L_1}{m_1} + \frac{L_2}{m_2} + \ldots\right) + \frac{1}{2} M_v c_s^2 \quad \ldots \quad (30c$$

Das gilt nur dann genau, wenn nach allen unseren Annahmen M_v, nämlich das Ventilgewicht, gleich Null ist. Da es nun bei federbelasteten Ventilen und Drucken bis etwa 10 Atm. stets sehr klein gegenüber der Wassermasse ist, so kann es meist vernachlässigt werden und man kann setzen:

$$E = \frac{1000\, f c_s^2}{2g}\left(\Sigma \frac{L}{m}\right)$$

$$= 0{,}00174 \cdot \frac{(FS)^2 \cdot f \cdot n^4}{(lv)^2} \Sigma \frac{L}{m} \quad \ldots \ldots \quad (30d$$

Gleichung (30d) sagt uns ausser dem bereits Bekannten:

Bei ein und derselben Pumpe wächst der Ventilschlag mit der **vierten Potenz** der Umläufe in der Minute.

Aus allen diesen bisher nicht ausgesprochenen Beziehungen fliesst die

Konstruktionsregel:

Das Ventilgewicht, der Wasserweg vom Saugventil zum Druckventil, sowie die Wasserhöhe über dem Druckventil bis zum Windkesselwasserspiegel sind **möglichst klein**, die Querschnitte **möglichst gross** zu machen,

und da diese Massen naturgemäss bei grösseren **Pumpen grösser** ausfallen, somit diese bei sonst gleichen

Umständen auch stärkeren Ventilschlag geben, was vollkommen mit der Erfahrung stimmt, so folgt die weitere

Konstruktionsregel:

Je grösser die Abmessungen einer Pumpe sind, um so kleinerer Ventilhub ist zur Verminderung der Ventilstösse auszuführen, unter Anwendung grosser Spaltgeschwindigkeit und grossen Sitzumfangs.

Auch hier ist deutlich erkennbar, dass die Forderungen einer verständigen Ventilkonstruktion in voller Uebereinstimmung stehen mit den bekannten Gesetzen der Wassersäulenbewegung und des Pumpenbaues, nirgends zeigt sich ein wirklicher Widerspruch, nur ab und zu die Nothwendigkeit, gewisse Anschauungen, die bisher als feste Grundlagen galten, unserer besseren Erkenntniss entsprechend zu verschieben.

Ferner finden wir, dass manchen bereits bekannten Konstruktionsgesetzen für Pumpen wegen der Rücksicht auf die Ventilbewegung eine erhöhte Bedeutung zukommt, und so ist es bei der Längen- und Querschnittbemessung der Wassersäulen zwischen den Windkesseln, denn bestimmen wir diese nur so, dass Wasserstösse und gefährliche Druckschwankungen vermieden werden, so genügen in den meisten Fällen Abmessungen, die ein befriedigendes Ventilspiel nicht zulassen würden, die Forderungen des letzteren sind demnach hier die wesentlich stärkeren.

Die letztangeführten Konstruktionsregeln sind bis jetzt sehr spärlich angewendet worden, zumindest hat man ihnen nicht die Bedeutung zuerkannt, die sie verdienen. Wir wählen als Beispiel Fig. 19 (S. 63), einer in Deutschland bei Wasserwerken häufig anzutreffenden

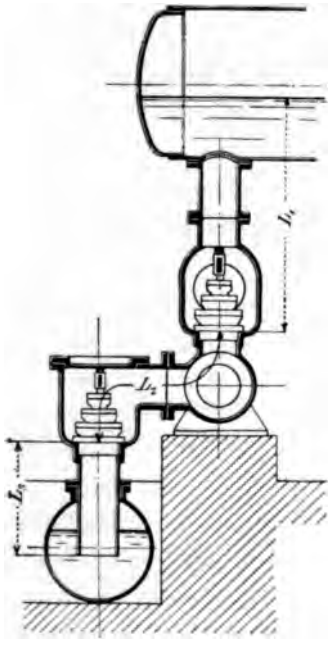


Fig. 19.

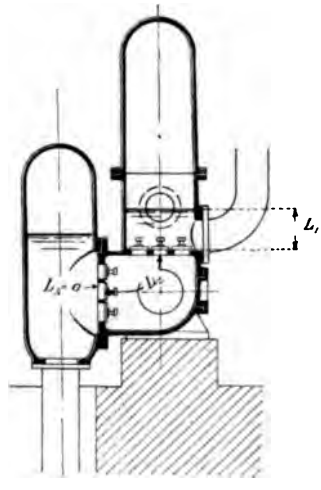


Fig. 20.

Pumpenbauart. Von den schweren Ventilen abgesehen, verweist der Verfasser nur auf die grossen Längen L_1, L_2, L_3 der am Kolben hängenden Massen und deren geringe Querschnitte. Es ist klar, dass eine Pumpe z. B. nach Fig. 20, deren Massenlängen allein zehnmal geringer sind als die der vorigen Figur, bei viel weiteren Querschnitten, wesentlich steigerungsfähiger ist.[1])

Berücksichtigt man, dass die Spaltgeschwindigkeit v annähernd proportional der Wurzel aus der Ventilbe-

[1]) Die Länge L_3, der früher betrachteten Masse M_3 entsprechend, hat zwar mit dem Ventilstoss Nichts zu thun, aber wohl mit dem Stoss nach der Saugventilöffnung, und haben wir ihre Bedeutung bereits im vorigen Abschnitt gewürdigt.

lastung oder Federspannung P_v ist, so ergiebt sich aus Gl. (30d) die Beziehung:

Der Ventilschlag vermindert sich unter sonst gleichen Umständen annähernd proportional mit wachsender Federspannung,

welche durch die Erfahrung bestätigt wird.

Dieses Gesetz stimmt nicht mit dem sogen. zweiten Bach'schen Gesetz, welches lautet:

$$P = \frac{n^2 s}{30\alpha},$$

worin α ein Koëffizient. Hierzu ist zu bemerken, dass eben bei reinen Gewichtsventilen, wie sie v. Bach untersuchte, mit der Ventilbelastung auch die Masse sich ändert, daher eine Uebereinstimmung mit dem für federbelastete Ventile gefundenen Gesetz nicht möglich ist, um so weniger als v. Bach's Versuchsventile als Druckventile angewendet, einen aussergewöhnlichen Ballast besassen und mit übermässig schweren Ventilen zu vergleichen sind, die von unten durch eine Feder (bei den Versuchen die Entlastung durch die Ventilspindel) theilweise entlastet werden, also einer Bauart entsprechen, wie sie in der Praxis kaum vorkommt. Uebrigens schwankt der Koëfficient α nach v. Bach's Angaben zwischen 31,5 und 58, also nahezu um das Doppelte, aus Ursachen, die nach der Meinung des Verfassers nicht ganz unzweideutig aufgeklärt sind. Beim Saugventil hat leider v. Bach dieses sein Gesetz nur mit so geringen Aenderungen der Belastung (1,008 kg bis 1,012 kg; also nur 4 pro Mille Unterschied) geprüft, dass hier der experimentelle Beweis zu schwach erscheint. Doch gerade beim Saugventil der Bach'schen Versuche wäre es

wichtig zu wissen, ob dieses Gesetz befolgt wird, da dieses ein ganz reines, ballastfreies Gewichtsventil war. Obgleich demnach kein Grund vorliegt, die allgemeine Gültigkeit des zweiten Bach'schen Gesetzes für Gewichtsventile ernstlich zu bestreiten, scheint dem Verfasser dasselbe vorläufig nur für das Druckventil der Versuchspumpe Gültigkeit zu haben.

Manchem mag es auffallend erscheinen, dass bei der gesammten, nunmehr beendeten theoretischen Untersuchung des Ventilspieles und des Ventilschlages der **Pumpendruck** bezw. die Druckhöhe in keiner Weise eingreift, denn es herrscht fast allgemein die Ansicht, dass der Ventilschlag nur erzeugt werde, indem nach Umkehr des Kolbens die Drucke auf das Ventil sich umkehren und dasselbe „zuschlagen". Wie der Verfasser hoffentlich deutlich genug gezeigt hat, bedarf es zum Ventilschlage gar keines Druckwechsels, ja derselbe kann in den meisten Fällen gar nicht eintreten, denn die Verdrängungsleistung des Ventils (fc) im und nach dem Hubwechsel ist ja grösser als diejenige des Kolbens (FC), erzeugt daher — namentlich bei schweren Ventilen — einen Ueberdruck unter dem Ventil. Beide Verdrängungsleistungen werden erst gleich im Augenblick des Ventilschlusses, in welchem $c_s = mC_s$. Die Verdrängungsleistung des Ventils, das heisst die Senkungsgeschwindigkeit kurz vor Schluss desselben kann nur vermindert werden durch **Reibung** oder **„Dämpfungen"** vermittelst Gegenfedern, durch welche der Schluss verschleppt wird, der dann aber unter Wirkung der Druckumkehr bei einer dem grösseren t_0 entsprechenden wesentlich grösseren Geschwindigkeit erfolgt. Die Wirkung derartiger „Dämpfungen" ist somit

gerade die entgegengesetzte als beabsichtigt, sie können den Vorgang wohl verschleppen, aber nicht, ohne ihn wesentlich zu verschlechtern. Nur wenn selbst der Druckwechsel nicht mehr hinreicht, die Dämpfung zu überwinden, schliesst das Ventil langsamer als der im Schlusszeitpunkt herrschenden Kolbengeschwindigkeit entspräche, dann aber hat es bereits Rückfluss des geförderten Wassers, verspätete Oeffnung des Gegenventils, Abreissen der Saugsäule, hydraulische Widder veranlasst und veranlasst weitere Verluste durch Undichtheit. Wir sehen somit klar, was von Dämpfungsbestrebungen zu halten ist und dass sie unklaren Vorstellungen entsprungen sind.

Es giebt Konstrukteure, welche die Ventilfedern derartig einrichten, dass dieselben in der Ruhelage des Ventils ungespannt sind oder gar eine Zugkraft auf das Ventil ausüben. Die dadurch hervorgebrachte Verminderung der Federspannung hat natürlich ganz dieselbe Wirkung wie eine „Dämpfung", sie vergrössert die Schlussverspätung t_0 und ist demnach zu verwerfen; der ausschliesslich für das Oeffnen des Saugventils damit erreichte Vortheil ist mit viel schwerer wiegenden Nachtheilen erkauft. Man soll im Gegentheil — sofern man nicht bei Saugventilen die Federspannung während der Saugperiode mechanisch verändert — stets möglichst lange, gleichmässig spannende Federn anwenden; bei den meisten Ausführungen findet man sie zu kurz. Das Alles ändert übrigens Nichts an der Natur des Schlages, der nur von den Massen und der Schlussgeschwindigkeit abhängt — nicht von Drücken — und letztere wiederum von der Verspätung t_0. Diese zu verkleinern, nicht aber zu vergrössern, ist das Ziel verständigen Pumpenbaues. Es ist klar, dass die Schluss-

geschwindigkeit grösser als die dem Zeitpunkt t_0 entsprechende nie sein kann, sonst müsste ja der Pumpenkörper platzen; sie kann nur unter Umständen kleiner sein aus den bereits erläuterten Gründen und unter den angegebenen üblen Folgen. Dass breiter Sitz, namentlich bei schweren Ventilen, dieselbe nachtheilige Wirkung übt, wie Dämpfungen, hat von Bach erwiesen, weshalb wir auch hierüber kein Wort weiter verlieren. Dass endlich der Pumpendruck auf den Ventilschlag ohne Einfluss ist, beweist auch die Erfahrung. Wenn mitunter Pumpen mit kleinem Druck, wie Zubringepumpen, bei gleichem Förderquantum und sonst gleichen Verhältnissen ruhiger arbeiten als solche mit hohem, so liegt dies nur an der Verwendung elastischer Ventile, z. B. von Gummi, die eben bei höheren Drucken ausgeschlossen ist.

Mit dem Stoss hängt auch die Frage des **Oeffnungsdruckes** zusammen. Dass dieser beim Oeffnen des Saugventiles durch die Saughöhe begrenzt ist, wissen wir, müssen ihn also nehmen, wie er ist. Beim Oeffnen des Druckventils ist dessen theoretischer Betrag einfach unendlich, und er wird in Wirklichkeit nur endlich durch das Auftreten der Nebeneinflüsse, d. i. Ventilundichtheit, Luftgehalt und Elastizität. Daher ist der wirkliche Betrag weder ein fest bestimmbarer, noch wird er sich je durch Instrumente, z. B. durch Indikatoren, messen lassen. Uebrigens verschlägt es Nichts, wenn der Oeffnungsdruck auch wirklich unendlich wäre, denn da er in unendlich kurzer Zeit wirken würde, so ginge kein Theil zu Grunde, weil allen Brüchen Dehnung vorausgeht und diese an Zeit gebunden ist.

IV.

Mittel zur Verminderung des Ventilschlages.

Nach dem Vorangegangenen fällt es nicht schwer, jene Mittel zu beurtheilen, welche zur Verminderung des Ventilschlages angewendet werden und von denen die wirklich nützlichen selbstverständlich nur in der Verkleinerung der Faktoren des Produktes Mc^2 bestehen können. Da giebt es solche, welche

1. **die Verkleinerung der zum Stoss gelangenden Massen** bezwecken, das sind: der Wassermassen und der Ventilmassen. Die Verkleinerung dieser kann allerdings auch durch Theilung des Stosses bewirkt werden, indem man Mittel gebraucht, welche den grössten Theil der Ventilmasse vor dem eigentlichen Schluss des Ventils zur Ruhe bringen. Das ist der Fall z. B. beim bekannten Fernis-Ventil, einem Ringe mit Hülfsdichtung durch Lederstulp (Fig. 21).

Der Eisenkörper des Ringes liegt nicht dichtend am Sitz, welcher sogar mit Kanälen zum ferneren Durchgang der Flüssigkeit nach Aufliegen des Ringes versehen ist, deren Querschnitt entsprechend dem h_0 unserer Formeln oder grösser sein muss. Der wirkliche Schluss

des Ventils erfolgt erst beim Auflegen des federnden Lederstulpes, dessen Masse gar nicht in Betracht kommen kann. Dieser Bauart liegt somit ein gesunder Gedanke zu Grunde, welcher selbstredend und vortheilhafter auch bei flachem Sitz Verwendung finden kann. Die Betriebsergebnisse des Ventils sind dementsprechend auch sehr günstige. Der erste Schritt in der bezeichneten Richtung waren eigentlich die sogen. Hoffmann'schen Ventile — auf einander sitzende, nach oben kleiner werdende Ringe, durch Haken geführt und im Hube begrenzt — welche zuerst im Bergbau die grossen Teller- und Klappenventile verdrängten, ihrem Zweck aber nur theilweise entsprachen. Den Gedanken der Theilung des Stosses hat man wohl auch im Auge bei Auflösung des Ventils in einzelne, unabhängig von einander arbeitende Körper. Hierdurch allein kann indessen dieses Ziel begreiflicherweise nicht erreicht werden, da der letzte offenbleibende Körper mit desto grösserer Geschwindigkeit schliessen muss. Wo immer jedoch Gewichtsventile verwendet werden, ist deren Trägheitsmoment bedeutend im Vergleich zu demjenigen der sie belastenden Wassermassen. In der Auswahl des Materials bezüglich des Gewichts ist man beschränkt wegen der an dasselbe gebundenen Festigkeitseigenschaften, daher auf diesem Wege nicht viel zu holen ist. Man hat endlich die Massenwirkung noch durch elastisches Ventilmaterial — Gummi — abzuschwächen versucht, und zwar mit ausgesprochenem Erfolg, soweit kleine Drucke in Betracht kommen. Hierfür eignet sich Gummi, entsprechend unterstützt und mit Federwirkung bethätigt,

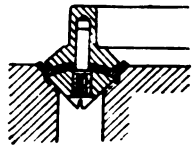


Fig. 21.

vorzüglich. Für höhere Drucke hat der Verfasser sehr befriedigende Erfahrungen mit Ventilen aus einem steifen Gummi (nicht Hartgummi), welcher bei bis 8 Atm. Druck viele Jahre aushält und sich ganz besonders dauerhaft in den Sitzflächen bewährt. Darüber hinaus kann Metall nicht umgangen werden, und dabei ist das erste Erforderniss, die Bauart so zu wählen, dass das Gewicht des Körpers so klein als nur irgend möglich wird.

Wichtiger, weil wirkungsvoller, sind jedoch die Mittel zur Verkleinerung der Schlussgeschwindigkeit und damit auch der Schlussverspätung.

2. **Mittel zur Verkleinerung der Ventilschlussgeschwindigkeit.** Das natürlichste Mittel zur Verminderung des Schlages durch Herabziehung der Ventilschlussgeschwindigkeit ist — sofern wir bei gegebener Leistung der Pumpe hohe Umdrehungszahl erreichen wollen, um die Pumpe ohne oder doch mit möglichst kleiner Uebersetzung mit den heute als vortheilhaft befundenen raschlaufenden Motoren kuppeln zu können — die Vergrösserung der Spaltgeschwindigkeit v und des Sitzumfanges l (s. Gl. 26 g). In der Spaltgeschwindigkeit sind wir aber durch die jeweils gegebene Saughöhe und die Rücksichten auf den Kraftbedarf beschränkt, bleibt also als frei verfügbar nur noch der Sitzumfang l, den wir immer beliebig gross machen können.

Die Zweckmässigkeit grossen Sitzumfanges war so lange unbestritten, bis die Verfechter gesteuerter Ventile — vornehmlich Riedler — darin etwas Uebertriebenes, Unnöthiges entdeckt zu haben glaubten, was durch erschreckende Zahlen und groteske Vergleiche zu erhärten gesucht wurde. Sie sind aber schön langsam und stillschweigend zum grossen Sitzumfang zurück-

gekehrt, weil es eben bei höheren Anforderungen ohne denselben nicht geht. Alles mögliche ist erdacht, patentirt und versucht worden, um den grossen Sitzumfang zu umgehen und dennoch kleine Schlussgeschwindigkeit zu erreichen; ein verfehltes Mittel haben wir schon kennen gelernt, sehen wir uns jetzt weitere an.

Man hat geglaubt, durch **Hülfskolben** die Verdrängungsleistung des Pumpenkolbens gegen Ende des Hubes aufheben oder gar umkehren zu können, damit hierdurch das Ventil Gelegenheit finde, sich seinem Sitz mehr zu nähern, wenn der Hauptkolben das Ende des Hubes erreicht. Die beschriebene Wirkung auf die Verdrängung wird damit ohne Weiteres erreicht, inwie-

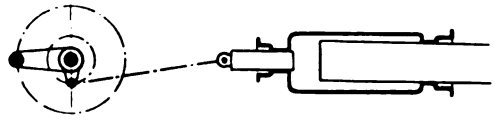


Fig. 22.

weit die beabsichtigte auf das Ventil, geht aus Folgendem hervor:

Fig. 22 zeigt eine vor Jahren von Riedler vorgeschlagene, doch wohl kaum ausgeführte Anordnung eines Gegenkolbens, dessen Kurbel im rechten Winkel zu der des Hauptkolbens aufgekeilt ist. Die dem Hauptkolben entgegengesetzte Geschwindigkeit des Gegenkolbens ist demnach am grössten, wenn die des Hauptkolbens am kleinsten ist, nämlich im Hubwechsel. durch soll gegen Hubende die Verdrängu kolbens noch mehr vermindert werde der Fall ist, damit das Ventil sich

wir uns den Fall jedoch genauer an, so finden wir denselben identisch mit unserer durch Fig. 7 S. 23 dargestellten Hülfsvorstellung und wissen demnach, dass die Bewegungen beider Kolben sich zu einer resultirenden zusammensetzen, die dem gleichen Gesetz folgt und nur eine Phasenverschiebung bewirkt. Auch durch eine einfache Untersuchung nach dem Zeunerschen Schieberdiagramm für Meyersteuerungen lässt sich erkennen, dass man es nur mit einer etwas längeren und ein wenig versetzten Kurbel zu thun hat, an dem Vorgang wurde somit gar nichts geändert und der Gegenkolben bleibt für das Ventil wirkungslos.

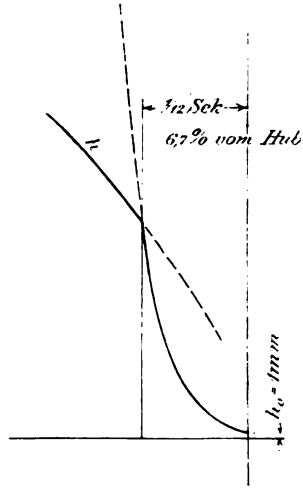


Fig. 23.

Man könnte aber auch den Hülfskolben so bewegen, dass von einem gewissen Punkte ab die Verdrängung des Pumpenkolbens plötzlich und ganz aufgehoben wird, was der Wirkung einer **Hubpause** entspräche, während welcher das Ventil nach der unter I, 1 festgestellten Exponentiallinie $h_0 e^{\frac{lv}{f}(-t)}$ sich dem Sitze nähern würde. Beabsichtigen wir — um ein Beispiel zu wählen — das Ventil von 20 cm Durchmesser unseres wiederholt gebrauchten Zahlenbeispiels bei $n = 60$, $v = 200$ cm, $m = 1$, durch obiges Mittel dem Sitz auf 1 mm zu nähern, und verzeichnen wir die Exponentiallinie nach rückwärts

(s. Fig. 23), so sehen wir, dass sie die Ventilerhebungskurve bei $^1/_{12}$ Sekunde vor dem Hubwechsel schneidet. Im Schnittpunkt, d. i. bei 6,7 % des Hubes, müsste somit die Pause beginnen, woraus wir feststellen, dass die Verkleinerung des h_0 von 7,64 mm auf 1 mm mit 6,7 % der Lieferung und mit einer umständlichen und stossweise arbeitenden Einrichtung zu bezahlen ist. Das Beispiel genügt wohl vollkommen, um allen solchen und verwandten Vorrichtungen das Leben abzusprechen.

Umläufe durch bewegte Schieber oder Hähne, die demselben Zweck wie Gegenkolben dienen sollen, sind

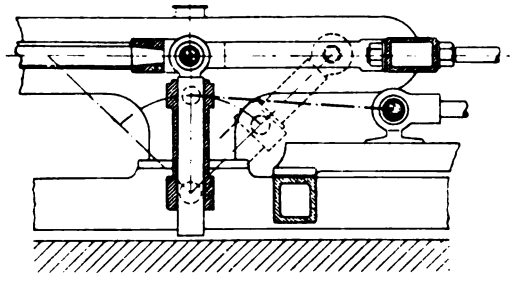


Fig. 24.

in gleicher Weise zu beurtheilen, überdies ist die Veränderlichkeit und Unverlässlichkeit ihrer Wirkung nicht zu übersehen.

Es ist ferner vorgeschlagen worden, durch Einschaltung von **Uebertragungsmechanismen** in das Gestänge für den Kolbenantrieb die Kolbengeschwindigkeits-Kurve derart abzuändern, dass die Geschwindigkeit an den Hubenden verkleinert wird. Als verhältnissmässig ein-

faches Beispiel hierfür möge Fig. 24 dienen, deren Hebelwerk die in Fig. 25 dargestellte Wirkung hervorbringt. Wie ersichtlich, wird die Kolbengeschwindigkeit und Beschleunigung an den Hubenden geringer, die Höchstgeschwindigkeit ist jedoch wesentlich grösser — und mit ihr die Widerstände im quadratischen Verhältniss,

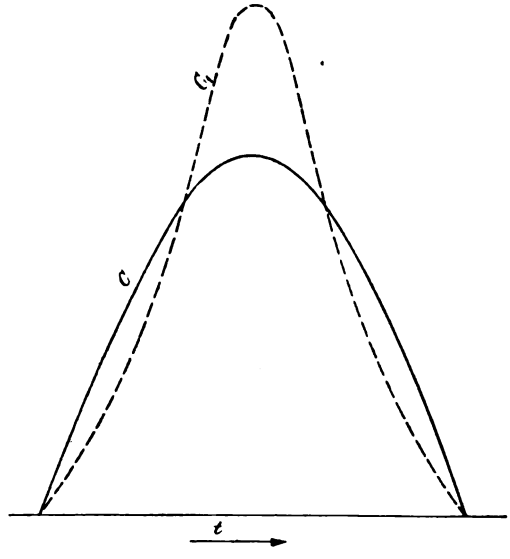


Fig. 25.

während die Beschleunigung am grössten gegen ein Drittel der Hubzeit wird — also etwa ein Viertel des Kolbenweges — und zwar grösser als die Höchstbeschleunigung beim gewöhnlichen Kurbeltrieb. Wir haben demnach auch hier wesentliche Nachtheile gegen eine geringe Verkleinerung der Ventilschlussgeschwindigkeit

eingetauscht, womit sich die Konstruktion von selbst verurtheilt.

Unter die Mittel für den beschriebenen Zweck gehören auch die gesteuerten Ventile, denen wir jedoch später einen eigenen Abschnitt widmen wollen, da zu deren Beurtheilung noch Anderes aufzuklären nöthig ist.

V.

Die Nebeneinflüsse.

Die Wirkung der **Elastizität der Wandungen** des Pumpenkörpers, der Ventile und Gestänge ist leicht zu übersehen: sie äussert sich in einer kurzen Einbiegung der Kolbengeschwindigkeits-Kurve nach Ueberschreitung des Ventileröffnungszeitpunktes t_0 (s. Fig. 26). Dementsprechend kann sie auch nur eine ähnliche Veränderung der Ventilerhebungslinie bewirken, ohne gegen den Schluss des Hubes den Vorgang irgendwie beeinflussen zu können. Auf die Schlussgeschwindigkeit c_s ist sie ganz ohne Einwirkung, dagegen ist es vornehmlich der Elastizität zu danken, wenn bei vielen Pumpen das sonst nothwendig eintretende Abreissen der Saugsäule bei der Ventileröffnung nicht erfolgt, bezw. die Wiedervereinigung der bereits getrennten Saugwassersäule ohne Stoss vor sich geht. Ein Vergleich der Fig. 26 mit Fig. 15 (S. 40), unterer Theil, macht das ohne Weiteres klar, ebenso klar ist, dass die Elastizität stets einen geringen Lieferungsverlust zur Folge hat.

Zu den Nebeneinflüssen gehört auch derjenige der **Luft,** welche während der Saugperiode durch undichte

Stopfbüchsen oder Packungen in die Pumpe eindringt, oder aber absichtlich durch besondere Vorrichtungen (Schnüffler) zugeführt wird. Die Schnüffler haben eine grosse Bedeutung im Pumpenbetrieb und erweisen sich in vielen Fällen als das einzig wirksame Kurmittel gegen das Schlagen; vielleicht die Hälfte aller grösseren Pumpen mit Kurbeltrieb ist mit solchen ausgerüstet und kann ihrer nicht entrathen, ihre Unentbehrlichkeit ist aber in jedem Falle das sichere Zeichen einer verfehlten Bauart der Pumpe. Hier ist genau zu unterscheiden, welche Wirkungen Lufteinführung auf die Förderung der Flüssigkeitsmassen und welche sie auf das Spiel der Ventile hervorbringt.

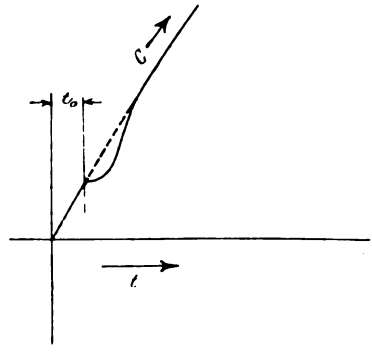


Fig. 26.

Auf die Bewegung der Wassermasse während der Saugperiode übt das Schnüffeln einen sehr wohlthätigen Einfluss; das Eindringen von Luft vermittelt einen sanften Eintritt des Wassers in die Pumpe, ihr Vorhandensein im Pumpenkörper bietet während der Endverzögerung und beim Zusammenschluss der Saugsäule einen Puffer, nach Umkehr des Kolbens bewirkt die Kompression eine allmähliche Drucksteigerung und — aber nur bei geringen Drucken — einen sanfteren Antrieb der Drucksäule, endlich wird durch die eingesaugte Luft der Druckwindkessel stets wirksam erhalten, während auf den weiteren Verlauf des Druckhubes kein Einfluss mehr durch sie

ausgeübt wird. Man verbessert demnach durch Lufteinlassen hauptsächlich solche Pumpanlagen, bei denen die Saugverhältnisse nicht in Ordnung sind — wegen zu kleiner oder zu weit entfernter Saugwindkessel — oder solche, bei denen das Trägheitsmoment der Gestängs- und Wassermassen zu gross ist gegenüber

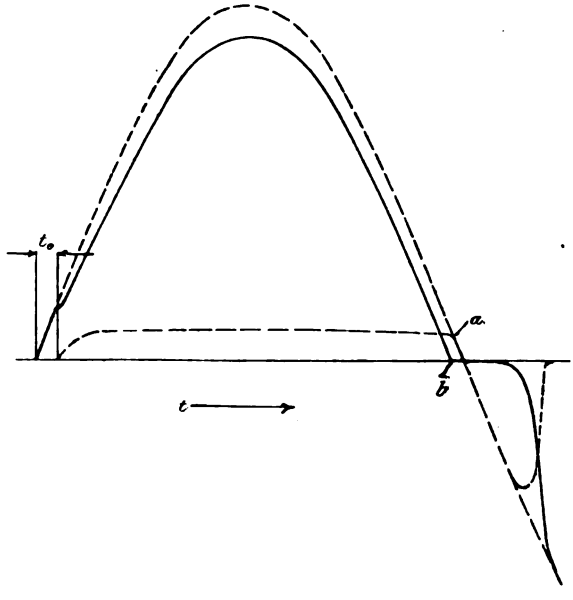


Fig. 27.

dem in den Dampfcylindern herrschenden Drucken, wodurch rascher Druckwechsel und Schlag im Kurbelzapfen auftritt, ein Fall, der meist bei langhubigen Pumpen vorkommt. Bei hohen Drucken kann hingegen erfahrungsgemäss das Schnüffeln nur in geringem Masse angewendet werden, weil durch die länger dauernde Kompression das Oeffnen des Druckventils und die Ingang-

setzung der Drucksäule bei so grosser Kolbengeschwindigkeit erfolgt, dass heftige Stösse erzeugt werden, denen gegenüber das Luftkissen keine Wirkung mehr hat.

Die Wirkung des Luftansaugens auf das Saugventil lässt sich nach Fig. 27 beurtheilen. Die einziehende Luft beginnt sich bei t_0, dem Schlusszeitpunkt des Druckventils, geltend zu machen, und verändert die gestrichelte Linie der Kolbengeschwindigkeit in die gezogene Linie, bei deren Nullwerden in b der Luftzutritt sich vermindert (bei a), wodurch eine sehr geringe Hubpause entsteht, die sich noch in den Druckhub erstreckt. Dementsprechend hebt sich das Saugventil weniger hoch und kommt wegen der Hubpause seinem Sitz im todten Punkt etwas näher, der Schluss erfolgt während der Kompression unter Rückströmung der Saugsäule mit verminderter Geschwindigkeit und verminderter Masse, ist also ruhiger. Das Oeffnen des Druckventils geht, wie schon angedeutet, je nach Umständen mit geringerem oder stärkerem Stoss vor sich, der Schluss desselben mit unverminderter Geschwindigkeit und Masse. Da nun bei fast allen Pumpen die Saug- und Druckventile von gleicher Bauart und Grösse sind, so ist die Wirkung des Schnüffelns auf die Ventile nur eine einseitig verbessernde, kostet aber bekanntlich wesentlichen Verlust an Lieferung.

Sehr kleine **Luftsäcke** wirken ähnlich wie Schnüffler, nur ziehen sie auch die Schlussgeschwindigkeit des Druckventils herab, ohne die darauf lastende Masse zu verändern, haben auch bei höheren Drucken die gleichen nachtheiligen Wirkungen auf das Oeffnen der Druckventile im Gefolge. Der durch sie verursachte Lieferungsverlust ist der gleiche wie beim Schnüffeln. Nehmen die Luftsäcke eine gewisse Grösse an, so verändern sie

das Gesetz für die Verdrängung vollständig: die Pumpe fällt aus dem Takt, es entsteht unregelmässiges heftiges Stossen. Es lässt sich daher auch von diesem Mittel nichts erwarten, und die alte Regel bleibt aufrecht: „Luft ist von jeder Pumpe fernzuhalten!"

Was **Undichtheit** der Ventile oder des Kolbens für das Ventilspiel bedeutet, ist leicht zu übersehen; man braucht nur bei der Darstellung der Ventilerhebungslinie eine Horizontallinie in einem Abstand über der Grundlinie zu ziehen, welcher dem Undichtigkeitsbetrag entspricht. Wird der Abstand so gross, dass die Horizontale die Ventilerhebungslinie im Hubwechsel schneidet, also gleich h_0, so erfolgt der Ventilschluss im Hubwechsel, bei $t_0 = 0$, bei einer Schlussgeschwindigkeit, welche um sehr weniges geringer ist als bei dichten Organen. Selbstredend hat sich in gleicher Weise die Linie der Kolbengeschwindigkeiten verändert, der Rückfluss hat bereits begonnen, die Massen sind ungeändert. Erst bei sehr grossen Beträgen der Undichtheit nimmt die Schlussgeschwindigkeit merklich ab. Zur Erläuterung diene folgendes Beispiel: Nehmen wir eine Pumpe an von 20 cm Kolben-Durchmesser, Hub $= \frac{200}{\pi} = 63{,}66$ cm, demnach Inhalt 20 Liter, ausgestattet mit 16 Ventilen von 5 cm Durchmesser, Spaltgeschwindigkeit 200 cm, U. i. d. M. = 60, so ergiebt sich h_0 mit 0,5 mm. Will man die Ventile im todten Punkt zum Schluss bringen, so müsste die Undichtigkeit betragen $h_0 \, l \, v = 2{,}51$ Lit. pro Sekunde = pro Umdrehung = $12\frac{1}{2}\%$ vom Inhalt bei unmerklich geringerer Schlussgeschwindigkeit. Also auch damit ist es nichts.

Als nachtheilig einflussnehmend auf die Ventilschlussgeschwindigkeit haben wir schon die Reibung

kennen gelernt, die einzig und allein von der **Führung** des Ventils herstammt und abhängt. Diese Führung sehen wir in der verschiedenartigsten Weise durchgeführt; viele Konstrukteure legen auf sie einen besonderen Werth. So finden wir innere und äussere, obere, untere, doppelseitige, kurze und lange Führungen, und jede Bauart wird besonders vertheidigt mit Gründen des Sitzquerschnittes, des Eckens, der Abnutzung, der Reibung, des Festsetzens u. s. f. Ohne uns mit einer Kritik aller dieser Führungsarten zu befassen, wollen wir kurz feststellen, was wir mit einer Führung eigentlich bezwecken und wie sie demnach unzweideutig beschaffen sein muss.

Durch die Führung wollen wir ausschliesslich erreichen, dass das Ventil soweit genau wieder auf seinen Sitz treffe, dass die schmalste Stelle der sich überlappenden Dichtungsflächen einige Millimeter betrage, abhängig vom Dichtungsmaterial und Druck. Nicht nöthig ist, dass die Auflagefläche überall die gleiche Breite habe oder dass sich immer die gleichen Sitzpunkte berühren, ferner ist nicht nöthig, dass das Ventil sich in einer Senkrechten oder überhaupt in einer geraden Linie, ja nicht einmal, dass es sich parallel zur Sitzebene bewege. Dagegen muss die Einrichtung zur Führung bieten: Geringste Reibungs- und hydraulische Widerstände und geringste Vermehrung der Masse.

Die obigen Bedingungen werden unter den bekannten Ventilen in vollkommener Weise einzig und allein von dem Hoerbiger'schen erfüllt, bei welchem die seitliche Steifigkeit der angewandten Blattfedern zur Führung ausgenutzt wird, ohne jede Vermehrung der

Masse und ohne Reibung und hydraulische Widerstände, sowie in jeder Lage.[1]) Weniger vollkommen, doch weitaus genügend für vertikal sich bewegende Pumpenventile ist die Führung aller Tellerventile, die durch ein zentrales Loch — ohne besondere Hülse — sich lose an einem Stift führen. Ueberhaupt lässt sich entsprechend der Nebensächlichkeit der Führung sagen, dass die schlampigste die beste ist, die genaueste die schlechteste, unter letzterer diejenige durch lange Hülsen verstanden. Hülsenführungen vermehren Masse und Reibung mit ihrer Länge und Sorgfältigkeit der Einpassung — also mit ihrer „Güte" —, im kritischen Augenblicke dagegen, d. i. beim Aufsetzen — haben sie nicht die unbedingt erforderliche Nachgiebigkeit. Sie sind jedoch, soferne nicht inzwischen Gelenkführungen aufkommen, eine Nothwendigkeit bei reinen Gewichts- und auch sonst bei massigen Ventilen, denn bei leichten Ventilen schadet es nichts, wenn sie zuerst mit einem Punkt oder einer Linie die Sitzfläche berühren, massige dagegen, durch schrägen Wasserstrom oder ungleiche Gewichtsvertheilung schief ankommend, verletzen die Sitzflächen, und deshalb muss eben deren Parallelismus zur Sitzebene einigermassen gesichert werden. Bei losen Ring- oder Etagenventilen lässt sich indessen die lange Hülsenführung nicht wohl machen und man muss sich wieder mit der „schlampigen" Führung begnügen, daher die hohen Instandhaltungskosten für die Sicherungen

---

[1]) Dieses Ventil ist bekanntlich für Gebläse entworfen und bisher auch ausschliesslich als solches in Gebrauch, zweifelsohne würde es aber auch als Pumpenventil, jedoch nur mit Zusammendrückung der Federn zur Schlussbewegung beim Saugventil, gute Dienste leisten.

und Führungsknaggen derselben. Die lange Führung hat noch die bedenkliche Eigenschaft, „Hängenbleiben" zu veranlassen, sobald nur etwas Sand ihre Gangbarkeit beeinträchtigt. Der Verfasser hatte Gelegenheit, dies bei einer Pumpe zu erfahren, die mit Einzelventilen von Vulcanfiber (120 mm Durchmesser, Hub 22 mm), durch 150 mm hohe, innen ausgesparte Hülsen geführt, ausgestattet und auf höhere Leistung gebracht worden war, in Folge deren der Brunnen Schwimmsand ausliess. Etwa eine Stunde nach dem Anlassen fing sie an, stark zu schlagen, weshalb man die Ventile nachsah und dabei wahrnahm, dass sie fast alle auf vollem Hub stecken geblieben waren, obgleich in jeder Hülse nur wenige Sandkörner steckten, eine Erscheinung, die bei loser Führung nie beobachtet werden kann.

VI.

Die Spaltgeschwindigkeit (v).

Bei den meisten Untersuchungen über Ventile hat man bisher merkwürdigerweise die Spaltgeschwindigkeit ausser Acht gelassen, sich dagegen umsomehr mit der Durchgangsgeschwindigkeit im Sitzquerschnitt beschäftigt. Der Verfasser gesteht, derselben gar kein Interesse abgewinnen zu können; mit dem Ventilspiel steht sie in gar keinem Zusammenhang, und mit dem Kolbenspiel im denkbar einfachsten: sie ist direkt proportional zur Kolbengeschwindigkeit. Der Sitzquerschnitt selbst stellt sich als ein ausserordentlich kurzes Stück Rohr dar, das entweder weiter oder enger als die Saug- oder Druckleitung ist, als deren Theil der Sitzquerschnitt bei etwaigen Widerstands- oder Beschleunigungsrechnungen aufgefasst werden kann, wenn es sich überhaupt lohnt, ihn zu berücksichtigen.

Hinsichtlich der Spaltgeschwindigkeit herrscht wiederum bei selbstthätigen Ventilen die Vorstellung, dass das Ventil rasch zur Hubbegrenzung emporfliegt, und ebenso rasch im oder nach dem todten Punkt wieder durch Druckkräfte „geschlossen wird", demgemäss man die

Spaltgeschwindigkeit häufig in Beziehung zur Kolbengeschwindigkeit setzt, auch von einer „mittleren Geschwindigkeit“ im Oeffnungsquerschnitt spricht. Die Betrachtung der Vorgänge nach der Zeit hat uns indess gelehrt, dass die Hubbegrenzung gar nicht so bald erreicht und so spät verlassen wird, die unter freier Einwirkung der Belastungskräfte stehenden, auf- und absteigenden Aeste der Ventilerhebungslinie bilden demnach einen grossen und den wichtigsten Theil der Bewegung. Während dieser Perioden aber muss, wie schon eingangs gezeigt, bei masselosem Ventil die Spaltgeschwindigkeit absolut konstant sein, bei schweren Ventilen schwingt sie wellenförmig um einen konstanten Werth, wir hatten daher wohl Recht, sie als konstant unseren Betrachtungen zu Grunde zu legen.

Da wir hier auf die **Hubbegrenzung** gestossen sind, so wollen wir kurz zusehen, welche Aenderungen eine solche in der Spaltgeschwindigkeit hervorruft und ob sie nicht auch die Ventilschlussgeschwindigkeit beeinflussen kann.

Wir beginnen mit der letzteren Betrachtung und denken uns bei unserem Beispiels-Ventil (Durchmesser = 20 cm, Federspannung entsprechend v = 200 cm, m = 1, n = 60, U = 200 cm) bei 2,5 cm Hubhöhe eine starre Hubbegrenzung angeordnet. Die Ventilerhebungslinie (Fig. 28) steigt nun in der früheren Weise bis auf h = 2,5 cm empor und geht dann in die Horizontale über. Da das Ventil während des Anliegens gegen die Hubbegrenzung keine Verdrängungsarbeit leistet, so muss es nun früher zu sinken beginnen, als der ursprünglichen Linie entspräche, und zwar im Punkte *b*, wo die Kolbengeschwindigkeit einen solchen Werth an-

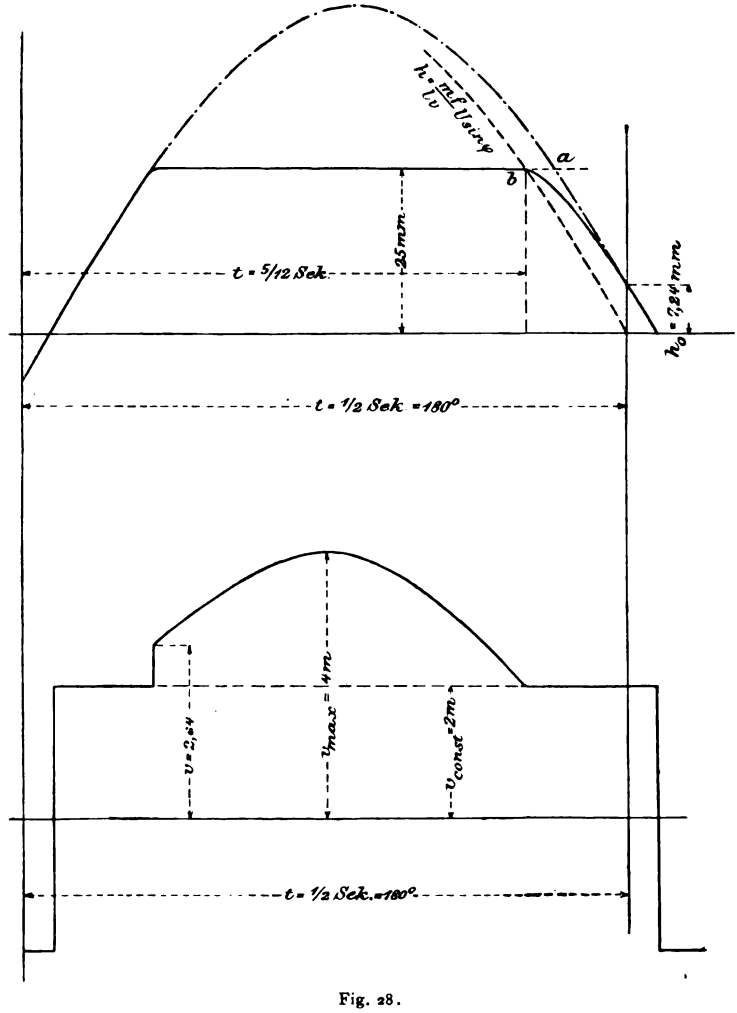


Fig. 28.

nimmt, welchem eine Spaltgeschwindigkeit von 200 cm entspricht, wo also eine Sinuslinie

$$h = \frac{mf}{lv} U \sin \varphi$$

die Horizontale schneidet. Der Punkt b liegt auf $t = {}^5/_{12}$ Sekunden, die Kolbengeschwindigkeit beträgt dabei 100 cm. Um den Verlauf der Senkungslinie zu beurtheilen, bedenken wir, dass die Sinuslinie von b bis zum Hubwechsel in $t = {}^1/_2$ Sekunde fast gradlinig verläuft, (der Unterschied in der Tangente ist nur wenige Prozente), wir die weitere Kolbenbewegung somit als gleichförmig verzögert (mit $k = 1200$) annehmen können. Berechnen wir hiernach aus Gl. 12a (S. 20) das h_0, so finden wir $h_0 = 7{,}24$ mm, d. i. nur um 0,4 mm kleiner als ohne Hubbegrenzung. Aus dem Charakter der Kurve schliessen wir ferner, dass sie im Schnittpunkt mit der Grundlinie die frühere h-Kurve tangirt, somit können wir aussprechen:

Die Hubbegrenzung hat auf die Schlussgeschwindigkeit des masselosen, federbelasteten Ventiles gar keinen Einfluss.

Mit Absicht ist hier eine annähernde Berechnungsart gewählt, um die sattsam genossenen langwierigen Ableitungen zu umgehen. Den streng mathematischen Beweis für vorstehenden Satz und letzteren selbst hat bereits Westphal in der früher angezogenen Abhandlung geliefert. Für Gewichtsventile fand von Bach bekanntlich durch Versuche, dass die Hubbegrenzung den Schlag, also die Schlussgeschwindigkeit vergrössert. Diese Wirkung erfolgt durch die Verschleppung des Schlusses auf ein grösseres t_0, einleuchtend durch die Trägheit der Masse.

Betrachten wir hiernach die sich ergebende, im unteren Theil der Fig. 28 dargestellte Spaltgeschwindigkeitslinie, so erkennen wir, dass sie mit einem Sprung von der Konstanten in eine Sinuslinie übergeht, sobald

das Ventil an die (starre) Hubbegrenzung stösst, dass somit letztere einen Anlass zum Abreissen der Saugsäule giebt. In Wirklichkeit ist das allerdings nicht so schlimm, doch können wir feststellen, dass sich an der Hubbegrenzung nicht eine einzige gute Eigenschaft entdecken lässt, ihre Anwendung ein Zopf ist.

Da nun die meisten Ventile erfahrungsgemäss sich längere Zeit gegen die Hubbegrenzung legen, welche aber stets nach der gewünschten höchsten Erhebung (h_{max}) bemessen wird, so folgt, dass die Spaltgeschwindigkeit während des freien Ventilspiels fast immer zu klein ist und mit Vortheil durch stärkere Federn weit höher sein könnte, wovon ruhigerer Gang oder die Möglichkeit rascheren Ganges ohne die geringsten Nachtheile die Folge wäre. Diese grössere Geschwindigkeit kann nie grösser sein als bei h_{max} bei der Hubbegrenzung, wird daher stets von der Pumpe vertragen; ihr Einfluss auf Erhöhung der Widerstände bezieht sich auf sehr kurze Wegbeträge und ist gar nicht wahrnehmbar. Da ebendasselbe für Gewichtsventile zutrifft, hatte von Bach ganz recht, als er grösseren Hüben als den gebräuchlichen das Wort redete, denn letztere sind ja wegen der Hubbegrenzung nur scheinbar klein. Damit ist der unter II erwähnte scheinbare Widerspruch mit den Erfahrungen von Bachs aufgeklärt.

Es frägt sich weiter, ob denn eine **konstante Spaltgeschwindigkeit** überhaupt wünschenswerth ist. Darüber giebt Fig. 29 vollen Aufschluss, welche im oberen Theile die hauptsächlichsten Pumpenwiderstände während der Saugperiode wiedergiebt. Letztere sind: die Saughöhe, als Horizontale unter der atmosphärischen Linie ge-

zeichnet, die Beschleunigungsdrucklinie für die den Kolbenweg ausfüllende Wassermasse (1), die gleiche Linie für die Saugwassermasse (2) und die hydraulischen Widerstände (3). Die Summe aller dieser wird durch

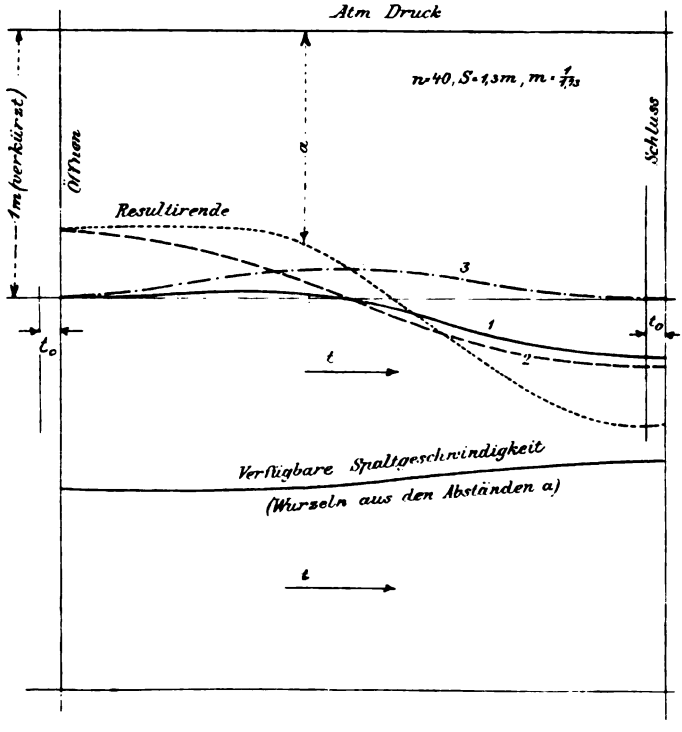


Fig. 29.

die punktirte Linie dargestellt, deren jeweiliger Abstand a von der atmosphärischen Linie den Druck bezeichnet, der zur Erzeugung der Spaltgeschwindigkeit zur Verfügung steht. Die Aufgabe des Ventils ist, zur Erreichung der höchsten Leistungsfähigkeit der Pumpe diesen Druck möglichst gleichmässig auszu-

nutzen, die Ordinaten der Spaltgeschwindigkeitslinie müssen daher den Wurzeln der Abstände a entsprechen. Daraus ergiebt sich die im unteren Theile der Figur gezeichnete Geschwindigkeitslinie, welche demnach im Allgemeinen im Anfang grössere, gegen Ende der Saugperiode kleinere Ventilerhebungen erfordert, hauptsächlich abhängig von der Masse der Saugsäule und deren Beschleunigung. Nach bisher Erkanntem ist diese Masse klein, womöglich Null zu machen, wofür alsdann Linien 2 und 3 in Horizontale übergehen, dagegen kann die Linie 1 niemals in die Horizontale übergehen, jedoch derselben durch kleinen Hub bei geringer Umlaufzahl beliebig nahe gebracht werden. Alles in Allem ist somit für richtig gebaute Pumpen die Forderung konstanter Spaltgeschwindigkeit sehr annähernd zutreffend. Diese Forderung wird auch in allen gewöhnlichen Fällen Stich halten, nur dort, wo bei hoher Saughöhe die für den Spaltwiderstand übrigbleibende Druckdifferenz aufs Aeusserste auszunutzen ist, wird besondere Rücksicht genommen werden müssen und zwar, da die Ventilmasse die Spaltgeschwindigkeit gerade im gegentheiligen Sinne beeinflusst, durch entsprechende Aenderung der Federbelastung während des Saughubes vermittelst Gestängsantriebes (Steuerung). Die gleiche Massregel erweist sich bei den Saugventilen sehr rasch laufender Pumpen als nöthig, jedoch aus Gründen, die bereits auseinander gesetzt wurden als vom Abreissen und Wiederzusammenstossen der Wassersäulen die Rede war.

Auch hier ist wieder sichtbar, wie schön die Forderungen des guten Ventilbaues mit denen des verständigen Pumpenbaues in Einklang stehen.

Weiter entsteht die wichtige Frage: Wie gross ist die Spaltgeschwindigkeit zu wählen? Als „Regel" für dieselbe finden wir in Lehrbüchern: „etwa 1 m und abnehmend mit schnellerem Gang der Pumpe", was gerade verkehrt ist, dagegen ergiebt sich aus bisher Erkanntem die

Konstruktionsregel:

Die Spaltgeschwindigkeit ist so hoch zu wählen, als mit den Rücksichten auf die jeweils gegebenen Saugverhältnisse und den Kraftbedarf nur irgend vereinbar ist.

Die Spaltgeschwindigkeit nach den gegebenen Verhältnissen zu wählen ist die **erste und allerwichtigste Arbeit beim Entwurf der Pumpe.** Durch sie hauptsächlich bestimmt sich die Grösse der Ventile und damit die Abmessungen und Kosten der Pumpe.

Nach der gegebenen Regel übersieht sich leicht, wie die Spaltgeschwindigkeit bei einzelnen Klassen von Pumpmaschinen zu behandeln ist und welche Folgerungen sich für die ganze Anlage des Pumpwerkes durch die Rücksichten auf sie ergeben.

Da sind zunächst die **Pumpen für sehr geringe Förderhöhen** und zwar vorerst mit sehr geringer Saughöhe, wie Filterpumpen bei Wasserwerken, Ballastpumpen bei Schiffen, Ent- und Bewässerungspumpen, Kühlwasserpumpen bei Centralkondensationen, u. s. f. Diese könnten alle mit sehr grosser Spaltgeschwindigkeit arbeiten und sofern deren Betrieb nur ein zeitweiser ist, z. B. bei Entwässerungsanlagen und Ballastpumpen, oder deren Leistung eine geringe, so ist dies auch zu empfehlen; da aber der Widerstandsverlust durch hohe Spaltgeschwindigkeit einen sehr bedeutenden Prozent-

satz der gesammten Förderhöhe ausmacht, so muss bei grossen Leistungen die Spaltgeschwindigkeit klein genommen werden, und wir gelangen damit zur Grenze des Anwendungsgebietes der Kolbenpumpen überhaupt, indem Abmessungen, Anschaffungs- und auch Betriebskosten derartige werden, dass die Schleuderpumpe oder die Kammerpumpe erfolgreich in Wettbewerb tritt. Hinwiederum kommen Pumpwerke vor, bei welchen die ganze geringe Förderhöhe hauptsächlich aus Saughöhe besteht — Ueberhebwerke bei Wasserversorgungsanlagen aus Brunnen — bei denen die höchste Saugfähigkeit verlangt wird. Bei derartigen Pumpen wird trotz der erforderlichen geringen Spaltgeschwindigkeit die Kolbenpumpe stets ihren Platz behaupten, da deren Betrieb das Zusammentreffen der grössten und kleinsten Fördermengen sowohl mit grosser als kleiner Saughöhe herbeiführt, unter welchen Verhältnissen wegen des ausserordentlich schwankenden Wirkungsgrades Schleuderpumpen keine genügende Wirthschaftlichkeit des Betriebes bieten können.

Bei **hohen Pressungen** ist man fast immer in der Lage, mit der Spaltgeschwindigkeit sehr hoch zu gehen, z. B. bei hydraulischer Kraftübertragung. Bei solchen Pumpen sollte man niemals Saughöhe zulassen, sondern das Rücklaufwasser in einen 5—10 m über dem Pumpenflur angeordneten Behälter führen. Man erreicht damit Spaltgeschwindigkeiten bis 14 m und hierdurch äusserst billige, betriebssicher und ruhig arbeitende Pumpanlagen, bei welchen sich der prozentische Kraftverlust mit der Pressung verkleinert und überhaupt niedrig bleibt, z. B. beträgt derselbe bei 14 m Spaltgeschwindigkeit und 100 Atm. Druck $3^1/_2$ bis 4 %. Manche Konstrukteure

scheinen allerdings eine heilige Scheu vor negativer Saughöhe zu haben, offenbar weil sie sich über deren Wirkung unklar sind, daher vernichten sie dieselbe gewöhnlich zum Schaden der Anlage oder aber statten letztere mit allen möglichen, meist überflüssigen Vorrichtungen aus.[1])

Aehnlich wie bei den Presspumpen liegen die Verhältnisse bei **unterirdischen Wasserhaltungen;** die Praxis, denselben das Sumpfwasser durch die Luftpumpen oder durch besondere Zubringepumpen vorzuheben, ist demnach eine sehr gute. Aber auch dort, wo von der Zuhebung Abstand genommen wird, kann ohne Bedenken hohe Spaltgeschwindigkeit gewählt werden, weil diese Maschinen erst dann zur vollen Ausnutzung kommen, wenn das Wasser ansteigt. Das Ansteigen hat man mit einer gut bemessenen Maschine ganz in der Hand, und es ist besser, durch hohe Spaltgeschwindigkeit im Nothfalle raschen Gang zu sichern als sich auf den Fassungsraum der Sumpfstrecken zu verlassen, dessen Herstellung überdies bei grösseren Abmessungen bedeutendes Kapital erfordert.

Nach Vorstehendem ist leicht abzuleiten, welche Spaltgeschwindigkeiten bei **Pumpen mit mittleren Förderhöhen** am Platze sind, zu denen vornehmlich diejenigen der städtischen Wasserversorgungsanlagen gehören. Von diesen sind abzusondern solche, bei denen die Wasserbeförderung unmittelbar aus einem Brunnen

---

1) Das gilt insbesondere vom Wasserwerk Breitensee der Stadt Wien, beschrieben und abgebildet Z. 1899 S. 1 bis 11. Die Anlage kann als wahres Muster hingestellt werden, wie man die denkbar geringsten Schwierigkeiten durch den denkbar grössten Aufwand an Mitteln überwindet.

oder einer Linie von Brunnen geschieht, weil bei den meisten auf Grundwassergewinnung beruhenden Wasserwerken der grösste Bedarf (im Sommer) mit den tiefsten Grundwasserständen zusammentrifft.

Hier ist demzufolge die Spaltgeschwindigkeit, wenigstens der Saugventile, sehr niedrig auszuwählen, was unvermeidlich kostspielige Pumpen erfordert. Für Anlagen dieser Gattung erhält der Grundsatz, die Pumpe möglichst tief aufzustellen, erhöhte Wichtigkeit und finden insbesondere stehende Pumpmaschinen mit Vortheil Anwendung.

VII.

Das Gewichtsventil.

Das Verhalten des lediglich durch sein Gewicht belasteten Ventils gegenüber dem federbelasteten, masselosen Ventil, geht aus Fig. 30 deutlich hervor, welche eine Ventilerhebungslinie des ersteren als Druckventil aus den von Bach'schen Versuchen,[1]) und zwar gerade beim Uebergang zum hörbaren Schlag, in Vergleich zu derjenigen eines federbelasteten Ventils bringt, welches, der Zeit nach, die gleiche mittlere Erhebung giebt.

Man erkennt sofort Eins: nämlich dass das Gewichtsventil grössere Schlussverspätung als Eröffnungsverspätung zeigt; der Grund hiervon ist der, dass als Saugventil bei dem betreffenden Versuch ein federbelastetes verwendet wurde, und besteht natürlich dieser Unterschied nicht, wenn gleichartige Saugventile in Betracht kommen.

Weiter sieht man deutlich, was die Masse ausmacht: die Linie des Gewichtsventils bleibt anfangs unter

---

[1]) Aus Fig. 4 und 16, Textbl. 8, Z. d. V. D. I. 1886 auf natürliche Grösse gebracht und auf die Zeit bezogen.

Schwankungen unter der des elastisch belasteten, kreuzt dieselbe in der zweiten Hälfte des Hubes, und bleibt dann über derselben bis zum Schluss, welcher gegen das federbelastete Ventil verspätet und mit grösserer

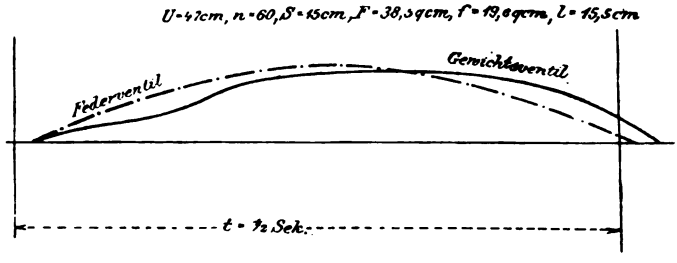


Fig. 30.

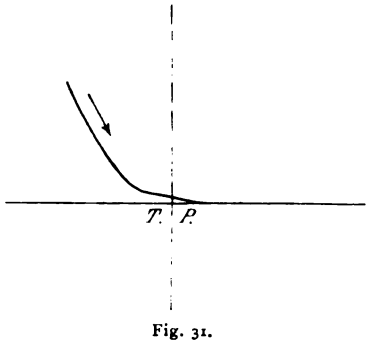


Fig. 31.

Geschwindigkeit erfolgt. Anders wird es, wenn die Geschwindigkeit oder Verdrängung der Pumpe soweit ermässigt wird, dass das Schlagen aufhört: alsdann schneidet die Linie des Gewichtsventils die andere kurz vor Schluss zum zweiten Mal und verläuft unterhalb weiter, um dann sich rasch verflachend in einem früheren Punkt mit wesentlich geringerer Geschwindigkeit in die Nulllinie überzugehen (s. Fig. 31).

Die Trägheit der Ventilmasse macht sich somit geltend in Schwankungen um das Bewegungsgesetz des gleichwerthigen masselosen Ventils, deren Endergebniss je nach der Gangart der Pumpe ein früherer Schluss unter kleinerer

oder ein späterer Schluss unter grösserer Geschwindigkeit ist, als bei gleicher Gangart der Pumpe dem masselosen Ventil entspräche. Hiermit im Zusammenhang ergeben sich unter Umständen kleinere oder grössere, in letzterm Falle durch die Ventilmasse noch besonders verstärkte Schläge bei Schluss des Gewichtsventils.

Noch etwas Anderes, sehr Wichtiges, ergiebt sich aus dem beschriebenen Ventilspiele. Betrachten wir Fig. 31, so sehen wir, dass das Ventil vorzeitig und mit grosser Geschwindigkeit seinem Sitz zueilt und dann fast plötzlich einhält. Hierin äussert sich die Aufzehrung des Trägheitsmomentes durch die Druckhöhe der naturgemäss bei diesem Vorgang bedeutend erhöhten Spaltgeschwindigkeit gegen Ende des Hubes, die von Bach auch durch den gewissen Haken der Indikatordiagramme am Schluss der Druckperiode nachgewiesen hat, allerdings mit der Bemerkung, dass hierin wohl nichts Nachtheiliges erblickt werden könne. Das mag wohl sein beim Druckventil, sicherlich aber nicht beim Saugventil, denn da könnte es doch geschehen, dass kurz vor Hubende die Saugsäule noch abreisst. Bei den Indikatordiagrammen von Bachs, welche zu den Versuchen mit dem Gewichtsventil als Saugventil gehören,[1]) zeigt jener Haken an 2 m Widerstandserhöhung an, ein Betrag, der bei grösseren Saughöhen als bei der sehr geringen des betreffenden Versuchs verhängnissvoll werden könnte. Eine ganze gleiche Wirkung wie die Masse beim Abgeben ihrer lebendigen Kraft übt, äussert sie aber beim Aufnehmen derselben, beim

1) Z. d. V. D. Ing. 1887 Textbl. 3.

Oeffnen, und folglich ist ihre Gegenwart doppelt schädlich und erzeugt zwei kritische Perioden während des Ansaugens.

Fig. 32 zeigt nach den Bach'schen Kurven den Uebergang eines und desselben Gewichtsventils bei gleicher Umdrehungszahl (n = 60) von ruhigem Schluss zu immer heftigeren Schlägen durch Aenderung des Kolbenhubes, was gleichbedeutend mit alleiniger Aenderung der Umfangsgeschwindigkeit (U) in unseren Gleichungen ist. Die gezogenen Kurvenstücke *a* und *b* zeigen bei ruhigem Schluss fast tangentialen Uebergang in die Grundlinie. Ein gleichwerthiges masseloses Ventil würde nach den gestrichelten Linien *a'* und *b'* im gleichen t_0 schliessen, also schlagend. Bei Aenderung von U von 44 cm auf 47 cm schliesst das Gewichtsventil nach der Linie *c*, wesentlich verspätet, hat demnach den Uebergang schon überschritten, der bei unverändertem t_0 und nach der Kurve *c'* stattfinden müsste. Es schliesst also schon mit wesentlich stärkerem Schlage als das masselose Ventil. Beim Schnitt von *c* mit der Grundlinie ist eine gerade strichpunktirte Linie verzeichnet, welche die dem Schlusszeitpunkt entsprechende Geschwindigkeit mC_s (= 25 cm) als Tangente aufgetragen, vorstellt; wie man sieht, läuft *c* noch mit geringerer Geschwindigkeit aus, wie unter III begründet, jedoch mit grösserer als *c'* entspricht.

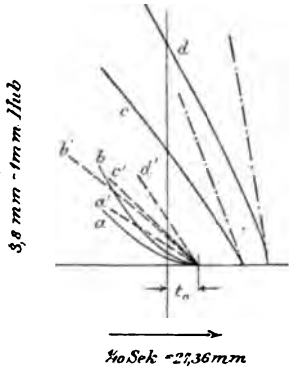


Fig. 32.

Wird U endlich auf 62,8 cm gebracht, so schliesst das Gewichtsventil nach Linie d, während d' noch immer in t_o verhältnissmässig sanft einläuft. Wir bemerken auch, dass sich d zum Schluss deutlich nach Abwärts krümmt, — die beschleunigende Wirkung des mittlerweile eingetretenen Druckwechsels — aber immer noch etwas sanfter abläuft, als dem verzeichneten mC_s entspricht. Hier ist $mC_s = 39$ cm gegen $c_s = 11{,}2$ cm entsprechend der Linie d' des masselosen Ventils.

Dem **stetigen** Wachsen des Ventilschlags beim federbelasteten Ventil steht hiernach gegenüber beim Gewichtsventil: zuerst sehr geringer, jedenfalls nicht hörbarer Schlag, später, nach Ueberschreitung einer ganz bestimmten Grenze, heftiger, rasch sich verstärkender Schlag, und damit wird es auch klar, dass der experimentelle Nachweis des Gesetzes für die Schlussgeschwindigkeit nur durch Gewichtsventile geliefert werden konnte, leider auch, dass die bezeichnete Grenze für jede Bauart und jede Grösse von Gewichtsventilen durch Versuche festgestellt werden müsste. Es bedarf wohl kaum einer Erwähnung, dass die Unsicherheit bezüglich dieser Grenze für den Konstrukteur ein besonders unangenehmer Umstand ist.

Endlich geht aus der Verschiedenheit des Verhaltens beider Ventilarten hervor, was auch der Erfahrung entspricht, dass das Gewichtsventil eine scharfe Grenze für die Steigerungsfähigkeit der zugehörigen Pumpe zieht, während diese Grenze dehnbar ist beim Ventil mit Federbelastung, und dass bei ersterem, wenigstens als Saugventil, die Spaltgeschwindigkeit gegen die Hubenden weitaus am grössten ist und einen Massstab für

201718

die Federspannung bietet, durch welche man das Gewicht vortheilhaft ersetzen könnte.

Fügen wir zu den bereits erkannten schweren Nachtheilen des Gewichtsventils noch das auch schon erwähnte Verschlagen der Sitzflächen und die Nothwendigkeit gewisser Führungsarten hinzu, so ist wohl für jedermann klar, dass die Zeit des Gewichtsventils abgelaufen ist. Es war aber wichtig, aus den hochverdienstlichen Versuchen von Bachs, seit denen fast 15 Jahre verstrichen sind, zu erkennen, welche Rolle die Masse im Ventil spielt, und damit sind wir jedenfalls weiter gekommen als wenn wir sie in die Rechnung einzuführen versucht hätten.

VIII.

Hauptarten der selbstthätigen Ventile.

Da die Erfahrungen im Pumpenbau sehr bald die Nothwendigkeit des grossen Sitzumfanges erkennen liessen und dieser auf verschiedenartige Weise angestrebt wurde, so unterscheiden sich die Ventilarten hauptsächlich durch die Mittel, bei gegebenem Sitzquerschnitt f eine möglichst grosse Umfangslänge l zu erzielen, also durch das Verhältniss $\frac{f}{l}$, wobei ebenso gut Gewichts- als Federbelastung zur Anwendung kommen kann, nach der sich wiederum theilweise die Führung bestimmt. Die Beurtheilung hinsichtlich der Masse und Führung haben wir schon abgeschlossen, es bleibt also noch die nach dem Verhältniss $\frac{f}{l}$ übrig, und da mit diesem Verhältniss auch die Wirkungen der Masse und der Reibung wachsen, so ist jedes Ventil in allererster Linie nach dem relativen Sitzumfang zu beurtheilen. Hiernach wäre es vorerst gleichgültig, durch welche geometrische Figuren derselbe erreicht wird als: Streifen, Auszackungen, Sternfiguren oder dergleichen, und ist es nur die Rücksicht auf die praktische Herstellung, welche zur alleinigen Verwendung kreisförmiger Sitzumfänge geführt hat. Nun

bietet aber von allen Figuren gerade der Kreis den kleinsten Umfang, doch ändert sich, weil $\frac{f}{l} = \frac{d}{4}$, das Verhältniss mit dem Durchmesser, was als erster Schritt zur Auftheilung des grossen Ventiles in viele kleine Ventile führte, einer sogenannten Gruppe von Tellerventilen. Erst viel später gelangte man dazu, das grosse Ventil in ringförmige Spalten aufzutheilen und dadurch das Ringventil zu schaffen, zunächst als Ganzes, dann in Einzelringen, die von einander unabhängig arbeiten. Als Kombination besteht nur die Gruppe von einfachen Ringventilen (wobei jedes Einzelventil einen einfachen Ring bildet), während Gruppen mehrfacher Ringventile so gut wie nicht vorkommen. Beide Ventilhauptarten treten in ebener oder treppenförmiger Anordnung auf.

Hauptsächlich ist es das vielspaltige Ringventil und die Ventilgruppe, zwischen welchen der Kampf der Meinungen tobt, zu dem wir entschiedene Stellung nehmen müssen. Die Vertreter des ersteren, das vornehmlich auf dem europäischen Kontinent ausgeführt wird, machen geltend, dass es weniger Fläche und demnach kleinere Ventilkästen und leichtere Pumpen beanspruche als die Ventilgruppe, die mit Vorliebe in den angelsächsischen Staaten gebaut wird. Ob und wie weit dies richtig ist, geht aus Folgendem hervor.

Den Grundsatz für richtig angenommen — und er ist es — dass der zwischen Ventilplatte und Ventilkastenwand frei bleibende Querschnitt mindestens gleich dem Sitzquerschnitt f sei, kann kein Ventil mehr als 50 % des Ventilgehäusequerschnittes ausnützen, der kleinstdenkbare Ventilgehäusequerschnitt bei einem führungslosen Ventil mit der Sitzbreite Null ist folglich 2f, was uns als

Einheit dienen soll. Betrachten wir Fig. 33, gültig für $f = 314$ qcm (entsprechend einem Rohrdurchmesser von 20 cm) und eine Sitzbreite von 15 mm, so benöthigen wir bereits für das Gehäuse $1{,}2 \,.\, (2f)$. Hierzu sei bemerkt, dass hier wie in den folgenden Figuren der Sitzquerschnitt (durch *b*, Fig. 33), der grösste Spaltquerschnitt (durch *c*) und der freie Gehäusequerschnitt (durch *d*) gleich angenommen sind, ohne deshalb hiermit eine Regel aussprechen zu wollen; ebensowenig soll die Einzelkonstruktion der Ventile als Normale hingestellt werden, doch ist in allen Fällen äusserste Sparsamkeit durchgeführt und ist die spezifische Sitzflächenbelastung gleich gehalten. Fig. 33a zeigt die selten ausgeführte, weil ungünstige, Auftheilung des vorigen Ventils in vier kleinere, wobei sich der Hub von 49 auf 24 mm verkleinert, dagegen ein Gehäuse von $1{,}8 \,.\, (2f)$ nöthig wird. Bei weiterer Auftheilung in sieben Ventile (Fig. 33b) — der günstigsten im Kreise — wird der Hub nur 18 mm, der Gehäusequerschnitt geht auf $1{,}615 \,.\, (2f)$ herunter. Bei noch weiterer Auftheilung wird der Gehäusequerschnitt wieder grösser, oder aber müssen 2 Gehäuse mit je 7 Ventilen angeordnet werden, was auch hier und da geschieht. Dagegen können wir nun als Einheit den einfachen Ring verwenden, welcher Fig. 33c liefert, 7 einfache Ringventile von $10^1/_4$ mm Hub bei einem Kastenquerschnitt von wiederum $1{,}8 \,.\, (2f)$, oder auf das einfache Ventil Fig. 33 bezogen, **1,5** mal so gross.

Fig. 33d zeigt das einfache grosse Ringventil, welches mit Fig. 33 verglichen, praktisch denselben Kasten erfordert bei wesentlich geringerem Hube und kaum geringerer Einfachheit. Fig. 33e endlich ist ein dreispaltiges Ringventil, giebt 10,1 mm Hub — kann also

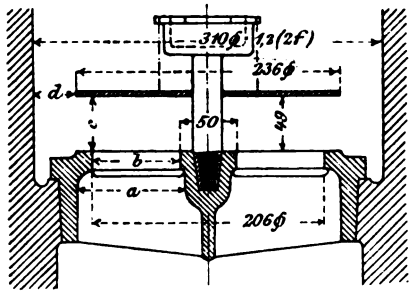


Fig. 33.

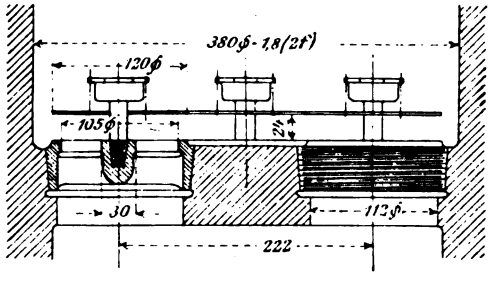


Fig. 33a.

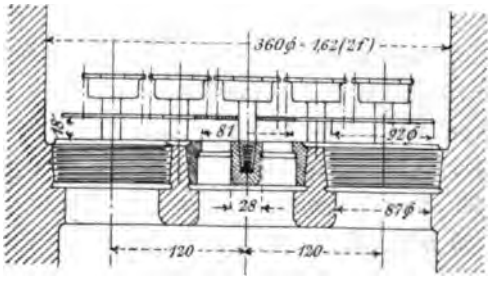


Fig. 33b.

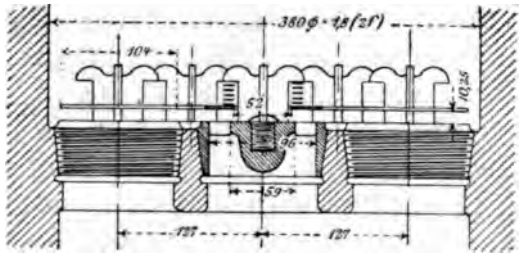


Fig. 33c.

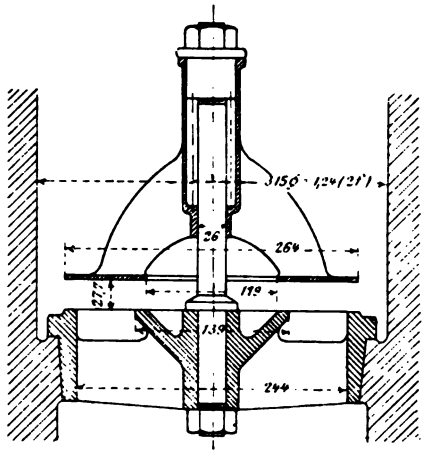


Fig. 33d.

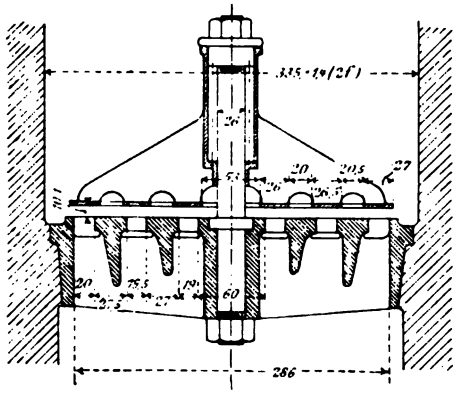


Fig. 33e.

mit Fig. 33c als gleichwerthig bezeichnet werden — und erfordert ein Gehäuse von 1,4. (2f) oder 1,17 mal so gross als Fig. 33 bezw. 22% kleiner als Fig. 33c.

Mit dem Ventilkastenquerschnitt direkt proportional wächst aber das Gewicht des Gehäuses pro Längeneinheit, bezw. Höheneinheit, auf diese bezogen ist somit das vielspaltige Ringventil günstiger, wenn auch nur mässig. Das ist aber nicht Alles, denn die nothwendige Höhe des Gehäuses ist ja nicht gleich bei den betrachteten Ventilen. Aus Abschnitt III wissen wir, dass diese Höhe so klein als nur irgend möglich zu nehmen ist, und dass die Ventile nicht in seitlichen Kästen angeordnet sein sollen. Hiernach wird die Höhe einzig und allein durch das seitlich nothwendige Handloch bestimmt, das aber beim Ringventil Fig. 33e unverhältnissmässig grösser als bei der Ringventilgruppe Fig. 33c sein muss. Dieser Umstand macht die ganze obige Berechnung zu Schanden und verwandelt deren Ergebniss in das Gegentheil, ohne dass wir nöthig hätten, die Einzelheiten jedes Ventilkastens konstruktiv festzustellen. Von dem Standpunkt des Gewichtsbedarfes bietet somit das vielspaltige Ringventil keinerlei Vortheil.

Bei sehr grossen Wassermengen hört das vielspaltige Ringventil wegen seiner ungeheuerlichen Abmessungen von selber auf, da behauptet die Ventilgruppe aus Teller- oder einfachen Ringventilen ausschliesslich das Feld. Diese lassen alsdann, auch wenn die Gehäuseform kein Kreis ist, stets einen Gehäusequerschnitt von 2. (2f) erzielen; doch soll man damit durchaus nicht geizen, denn ein weiter, kurzer Ventilkasten ist ja das Erforderniss einer guten Pumpe.

Nach dem eben Gesagten folgt ohne Weiteres, was

von treppenförmiger Anordnung (Einzelventile in Pyramiden, Etagen-Ringventile) zu halten ist, für die übrigens Waldaestel (Z. d. V. D. Ing. 1886 S. 936) auf ganz gleicher Grundlage eine Zusammenstellung gegeben hat, welche es ganz klar macht, dass diese Ventilarten gar nicht einmal eine in Betracht kommende Gewichtsersparniss gegenüber den flach angeordneten Ventilen erzielen lassen.

Das Glockenventil ist durchaus keine Spezies für sich, sondern nur ein einfacher Ring von sehr grosser Höhe, in der Höhe versetzten Sitzflächen und wegen des doppelten Eintrittes doppelt so grossem Hube als für den einfachen Ring nöthig wäre. Demnach ist es ein Gewichtsventil par excellence, nur brauchbar für äusserst geringe Hubzahlen und gehört überhaupt in's alte Eisen.

In neuerer Zeit tauchen häufiger Lippenventile auf, welche ihrer Natur entsprechend nur als Ringventile entweder eben oder thurm- oder pyramidenförmig angeordnet werden können. Da sie nur aus elastischem Material hergestellt werden können, wodurch auch ihr Verwendungsgebiet beschränkt ist, besitzen sie den Vortheil äusserst geringer Masse und wegen des geradlinigen Wasserdurchganges mögen sie hinsichtlich der hydraulischen Widerstände Vorzüge besitzen, die aber — wie aus Versuchen über den Widerstand verschieden geformter Ventile zu schliessen — nur gering sein können und bei thurmförmigem Aufbau mit radialem Austritt wegen der dadurch hervorgerufenen zweifachen Ablenkung des Wassers wieder gänzlich verschwinden. Auch diese Ventile erzeugen bei ihrem Spiel eine Verdrängung bezw. Pumpwirkung wie die Hubventile, nur mit dem Unterschied, dass der Ventilkörper — hier die

Lippe — sich nicht parallel mit sich selbst bewegt, sondern eine drehende Bewegung macht, ähnlich wie eine Klappe. Die Grösse dieser Verdrängung hängt von der Lippenöffnung h und der Länge der Lippe (gleichbedeutend mit der Fläche f des Hubventils) ab und ist in den meisten Fällen nicht geringer als beim Hubventil. Die Beurtheilung der Lippenventile erfordert somit keinerlei neue Gesichtspunkte.

Und nun zu den rein praktischen Eigenschaften der vorhin betrachteten beiden Hauptventilarten. Sehen wir uns das Tellerventil Fig. 33a oder 33b an und vergleichen dasselbe mit dem Einzelringventil Fig. 33c, so finden wir, dass beide aus genau ebensoviel Theilen von genau derselben Einfachheit bestehen, und da folglich kein Kostenunterschied zwischen beiden ist, so verdient das einfache Ringventil wegen seines wesentlichen günstigeren $\frac{f}{l}$ den Vorzug in der Gruppenanwendung. Die Ventilgruppe Fig. 33c mit dem vielspaltigen Ringventil Fig. 33e verglichen, zeigt auf den ersten Blick, dass letzteres wesentlich mehr Gewicht besitzt. Dies wird nicht anders, wenn man die Ringe von einander unabhängig ausführt, da alsdann jeder Ring mit Führungsrippen oder -leisten versehen werden muss. Auch das gegenwärtig mehrfach anzutreffende Stumpf'sche Ringventil, aus unabhängigen Metallringen mit Gummifederbelastung bestehend, wird noch immer relativ schwer; erst eine Anordnung nach Hoerbiger würde die Masse auf diejenige des Gruppenventils herabziehen lassen.

Das Ringventil Fig. 33e besteht nur aus einem Körper, oder, wenn aufgelöst, aus dreien, untereinander ungleichen, von denen keiner ohne Auseinandernahme des ganzen Ventils ausgebaut werden kann, der

Sitz besteht in jedem Falle nur aus einem Ganzen. Werden somit die Sitzflächen nur an einer einzigen Stelle ausbesserungsbedürftig, so stellt sich die Wiederherstellung theuer und sehr umständlich, und ist ein ganzes Ventil, sowie ein ganzer Sitz als Reserve für den Betrieb nöthig. Verlegt sich das Ventil an einer Stelle, so erstreckt sich die Undichtheit auf das ganze beziehungsweise einen sehr grossen Theil des Ventils. Das Alles sind sehr schwere Nachtheile gegenüber der Ventilgruppe, bei welcher jedes Ventil und jeder Sitz sehr rasch gewechselt werden kann, die Undichtheit beim Verlegen sich nur auf ein Ventil erstrecken kann, an Reserve nur $^1/_7$, höchstens $^2/_7$ der Gruppe nöthig ist.

Bei grossen Pumpen werden zuweilen hunderte solcher Einzelventile nöthig, und da giebt es Leute, die mit Schrecken auf solche Zahlen hinweisen und dem albernen Grundsatz huldigen: je mehr Einzeltheile, desto mehr Gelegenheit zu Störungen. Da müsste ja eine Kette das unbrauchbarste Ding von der Welt sein! Bei dieser sind noch dazu die Glieder hintereinander geschaltet; der Bruch eines allein bedeutet den Bruch des Ganzen. Ganz anders bei Ventilen, die parallel geschaltet sind, bei denen folglich die Störung eines die übrigen gar nicht berührt. Man mache nur jeden Theil sicher, so wird keiner versagen, dagegen werden z. B. alle Federn brechen, wenn auch nicht auf einmal, wenn man sie schlecht berechnet hat. Die Theilung des Ventils in möglichst zahlreiche, gleiche Einzeltheile stellt sich somit als Erforderniss einer betriebssicheren Pumpenanlage dar.

Von den Vortheilen, welche sich aus der Anwendung von Gruppenventilen auf den Bau des Gehäuses bezw.

des Pumpenkörpers ergeben sowie von der Betriebssicherheit dieser Theile wegen kleinerer Handlochöffnungen haben wir schon gesprochen, bleibt noch die wichtige Frage der Kosten.

Die Schwierigkeiten, ein vielspaltiges Ringventil dicht herzustellen und den Sitz genügend steif für die Dichthaltung auszubilden, sind nur zu bekannt, ebenso dass sich dasselbe selbst für flache Sitzflächen ungeheuer theuer stellt. Ganz anders beim Einzelventil der Gruppe. Da dieses stets in vielen Wiederholungen, um nicht zu sagen in Massen, vorkommt, so lohnt sich für eine Reihe von Grössen immer eine Spezialmaschine, die vollauf beschäftigt bleibt und die Herstellungskosten auf geradezu lächerlich geringe Beträge herabdrückt, und auf dieselbe Weise lassen sich die Kosten für das Gewindeschneiden in den Sitzboden und für das Einsetzen herunterziehen. Gute Pumpenfabriken haben demnach auch die entsprechenden Einrichtungen, und zwar langen für einen Druck von z. B. bis 11 Atmosphären zehn Grössen von Einzelventilen gleicher Bauart für alle vorkommenden Pumpengrössen, ab und zu durch Aenderung der Federstärke oder der Plattendicke oder durch Verwendung mehr oder weniger harter Gummischeiben dem jeweils vorliegenden Zwecke angepasst. Von da bis etwa 20 Atmosphären kommt eine stärkere Bauart mit ebensoviel Grössen, weiter hinauf bis ungefähr 50 Atmosphären eine noch stärkere zur Anwendung, von da erst fangen stählerne Ventile an. So kann eine Fabrik leicht das ganze Gebiet des Pumpenbaues mit den geringsten Schwierigkeiten beherrschen, wobei dann je nach dem Einzelfall die ganze Gruppe in einem Kasten oder in mehreren nebeneinander gesetzten

untergebracht werden kann, welch letztere Anordnung in vielen Fällen ihre bedeutende Vortheile bietet.

Somit können wir mit Entschiedenheit aussprechen:

Das beste selbstthätige Ventil ist das leichte, federbelastete einfache Ringventil, in Gruppen mit möglichst kleinen Einheiten angeordnet.

Bei dieser Gelegenheit wird wohl auch ein Wort über die „Nachtheile" des verlästerten grossen Sitzumfanges am Platze sein, da es Manchen giebt, dem die Haare zu Berge stehen, wenn er von 50 oder gar 100 Metern Sitzumfang hört. Vergessen wird dabei fast immer, dass der Sitzumfang mit der Verdrängung, also mit der Grösse der Pumpe wächst und folglich der daraus entstammende Undichtigkeitsbetrag im Verhältniss zur Pumpenlieferung steht, prozentisch demnach nur wenig schwankt. Es ist noch niemals nachgewiesen worden, dass Pumpen mit grossem Sitzumfang in der Lieferung denen mit kleinem nachstehen, und hatte der Verfasser erst jüngst Gelegenheit, einen diesbezüglichen Versuch zu machen. Ein Werk verlangte dringend Abhülfe, da eine gelieferte Pumpe zu wenig leistete, angeblich wegen starker Durchlässigkeit der Ventile, die man unter Druck bei offenem Pumpendeckel durch Ausfluss eines „armdicken" Strahles nachgewiesen hatte. An Ort und Stelle wurde denn auch die Ausflussmenge des berüchtigten Strahles gemessen, welche sich auf 12 Liter in der Minute belief, was an beiden Seiten 24 Litern entspricht. Die Pumpenlieferung war aber der Verdrängung entsprechend 7800 Minutenliter, demnach die Ventilundichtheit ganze 0,305% betrug. Dagegen fand sich der wirkliche Fehler in der Verstopfung des Saugkorbes.

Wie hieraus ersichtlich wird die Ventilundichtheit allgemein ungeheuer überschätzt; giebt es doch noch heute Ausschreibungen für grosse Wasserwerksmaschinen, für deren Leistung ein Pumpenlieferungsgrad von 90% und darunter zu grunde gelegt oder gar als einzuhalten vorgeschrieben wird. Das sähe schön aus, wenn dieser Lieferungsgrad „eingehalten" würde! Wenn alsdann die Pumpe wirklich 95% oder gar 96% giebt, so ist alles hochbefriedigt, und der Erbauer bildet sich ein wunder was geleistet zu haben. Dagegen ist auszusprechen, dass eine grössere Pumpe — sagen wir von 2000 Minutenliter ab — schon in sehr schlechtem Zustand sein muss, wenn sie weniger als 96% Lieferungsgrad ergiebt.

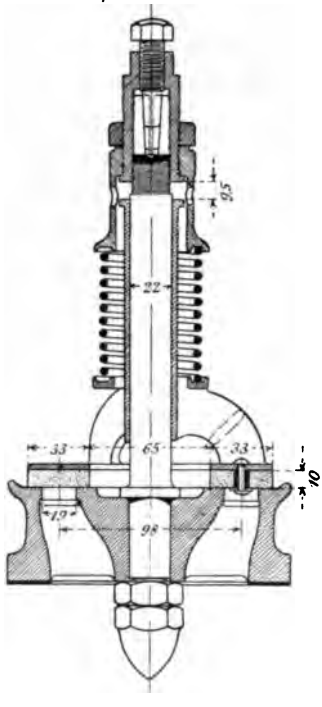


Fig. 34.

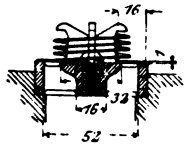


Fig. 34a.

Wir wollen diesen Abschnitt, um das Gesagte anschaulicher zu machen, mit einem **Vergleich zweier Ventile** abschliessen, die von berühmten Konstrukteuren als Normalien ausgeführt wurden.

Das eine, Fig. 34, ist das Einheitsventil von Leavitt, jüngst in der Zeitschrift des Ver. D. Ing. (1899 S. 1153) abgebildet und beschrieben, das andere Fig. 34a, dasjenige von Corliss, u. A. angewendet bei der Pumpmaschine in Pawtucket und derjenigen in Essen, und ebenfalls vor Jahren in derselben Zeitschrift veröffentlicht. (Z. D. I. 1886 Taf. XXXI.) Beide Ventile stehen für reines Wasser in Verwendung. Das Leavitt'sche Ventil hat $9^1/_2$ mm Höchsthub, das von Corliss könnte, da es keine eigentliche Hubbegrenzung besitzt, 12 mm ausführen, doch entspricht bei $5^1/_2$ mm Hub der Ringspaltquerschnitt dem des Ventilsitzes. Es sind nach diesen Querschnitten 5 Ventile von Corliss mit einem von Leavitt genau gleichwerthig, beide Ventilarten benöthigen den gleichen Gehäusequerschnitt von 2. (2f). Die sonstigen Verhältnisse sind wie folgt:

	Leavitt	Corliss
Druck, unter dem das Ventil zu arbeiten hat	ca. $5^1/_2$ Atm.	ca. 9 Atm.
U. i. d. M. der Pumpe	34	52
Gewicht des Ventils und der Feder, bei Corliss für fünf Ventile	1,04 kg	0,215 kg
Produkt $M_v c_s^2$ für obige Umdrehungszahlen, bei Corliss für fünf Ventile	$\frac{2438}{10^7}$	$\frac{405}{10^7}$
	$= 6 : 1$	
Gleiches Produkt für die Umdrehungszahl 52 i. d. M. . .	$\frac{5809}{10^7}$	$\frac{405}{10^7}$
	$= 14{,}3 : 1$	

Diese Zahlen lassen wohl, von den Kosten zu schweigen, deutlich die glänzende Ueberlegenheit des

vor nunmehr fast einem Vierteljahrhundert entworfenen Ventiles von Corliss erkennen, welches — auffallend genug — kaum je nachgebaut wurde und bis auf den heutigen Tag für seine Zwecke unerreicht dasteht.

Man muss hier das Genie Corliss' bewundern, der damals ohne besondere Erfahrungen im Pumpenbau und ohne unsere heutige Erkenntniss, mit unvergleichlichem Scharfblick das Richtige erkannte nicht nur bezüglich dieses Ventils, sondern auch der damit verbundenen Pumpenbauart, die als Muster dasteht und wohl zum ersten Male unter dem Saugwindkesselspiegel angeordnete Saugventile enthält.[1]) Hiernach war Corliss, und kein anderer, der Erste, der eine — für die damaligen Verhältnisse — „normallaufende" Dampfmaschine direkt mit einer Pumpe verband.

---

1) S. Hartmann-Knoke, „Die Pumpen", 2. Aufl. Abbildung auf S. 323 oder „Zeitschr. d. V. D. Ing. 1886, Tafel XXXI.

IX.

Gesteuerte Ventile.

„Gesteuerte Ventile", so lautet seit mehr als zehn Jahren die Parole in Deutschland und Oesterreich-Ungarn, sobald es sich um Pumpmaschinen handelt, und thatsächlich beherrscht diese Ventilgattung in den genannten Ländern ein gewaltiges Gebiet, auf dem der Autoritätsglaube wahre Orgien gefeiert, ja geradezu bedenkliche Erfolge erzielt hat, denen gegenüber die Behauptung nicht Stand hält, dass wegen der das Individuum selbstständig machenden Rückwirkung der technischen Beschäftigung der Autoritätsglaube im Verschwinden sei: letzterer wird nie verschwinden, solange es Menschen von ungleichem Denkvermögen giebt.

Von Städten und Unternehmungen werden Pumpmaschinen mit gesteuerten Ventilen ausgeschrieben für zuweilen lächerlich kleine Leistungen, und Umdrehungszahlen von 30 oder 40 i. d. M.; in Veröffentlichungen von Pumpmaschinen mit selbstthätigen Ventilen findet man oft genug, dass sich der Verfasser gewissermassen entschuldigt, keine gesteuerten Ventile angebracht zu haben; Kesselinspektoren, die sich gern mit Maschinenkuren be-

fassen, verordnen häufig gesteuerte Ventile als Universalmittel, als etwas „Positives", weil eben ihre Bekannt-

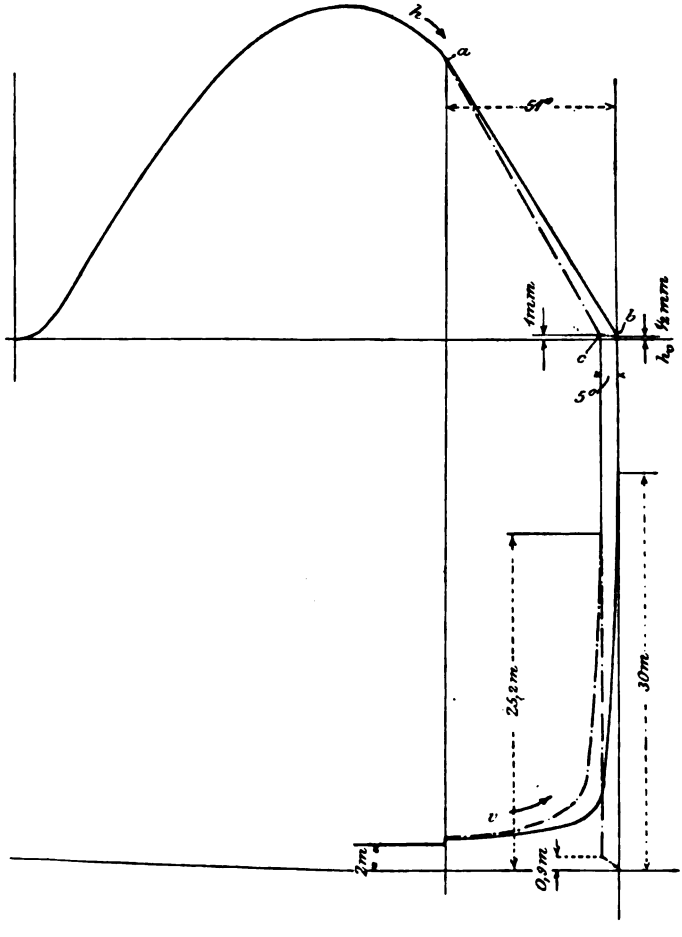


Fig. 35.

schaft mit den „unberechenbaren" selbstthätigen Ventilen keine besonders intime ist. Dagegen geben zwei Thatsachen zu denken · warum diese Neuerung sich

in anderen Ländern nur in sehr schwachem Maasse eingeführt hat, und zweitens, warum man soviel ausgehängten Steuerungen und Klagen bei den Betriebsstätten begegnet, denn bei der Häufigkeit letzterer beiden Umstände lassen sich dieselben durchaus nicht allein in lokalen Verhältnissen oder in der Pumpenkonstruktion an sich begründen.

Durch die Steuerung von Pumpenventilen, besser gesagt durch deren Zwangschluss war ausgesprochenerweise beabsichtigt, das Ventil gegen Ende des Pumpenhubes dem Sitz rascher zu nähern, als dies bei Feder- oder Gewichtsbelastung geschieht, und es im Hubwechsel unter Zwischenschaltung von gegen Brüche nachgiebigen Gestängsgliedern entweder ganz zu schliessen oder aber dem Sitz so nahe zu bringen, dass ein stärkerer Schlag beim später erfolgenden Schluss ausgeschlossen ist, endlich dasselbe nach erfolgtem Schluss noch gegen seinen Sitz gepresst zu erhalten. Der Zweck der letzteren Massregel ist unerfindlich, wenn man nicht absichtlich Luftsäcke in die Pumpe baut, hingegen scheint das Erstere auf den ersten Blick so klar und begreiflich, dass an der guten Wirkung nicht zu zweifeln wäre, und demnach dürften gesteuerte Pumpen nicht oder nur sehr wenig schlagen. Thatsache aber ist, dass viele von ihnen bedeutend schlagen, ja lärmen, indem sie das Maschinenhaus mit einem hackebrettartigen Gepolter erfüllen.

Sehen wir uns zunächst aus Fig. 35 an, was durch den Zwangschluss vor sich geht. Diese bezieht sich wieder auf unser Beispielsventil von 20 cm Durchmesser, dessen Belastung — in diesem Falle durch Eigengewicht — eine Spaltgeschwindigkeit von 2 m erzeugt, und das mit 60 Doppelhuben i. d. M. arbeitet. Im Punkt a der Er-

hebungslinie werde es durch das — zunächst steife — Gestänge erfasst und nach einer geraden Linie bis zu $^1/_2$ mm Entfernung vom Sitz im Hubwechsel (bei *b*) geschlossen. Addirt man nach der Westphal'schen Gleichung die (konstante) Schlussgeschwindigkeit des Ventils zur jeweiligen Kolbengeschwindigkeit und dividirt man die sich hieraus und aus dem Kolbenquerschnitt ergebende, den Spalt durchströmende Menge durch den jeweiligen Spaltquerschnitt, so ergiebt sich die im unteren Theil der Figur aufgetragene Spaltgeschwindigkeit (gezogene Linie), die im Hubwechsel 30 m erreicht. Würden wir das Ventil im Hubwechsel ganz zudrücken ($h_o = 0$), so geht die Spaltgeschwindigkeit dabei in's Unendliche. Steuern wir wiederum das Ventil nach der Geraden *ac* bis 1 mm vom Sitz bei 5° vom todten Punkte (entsprechend 99.8% des Hubes) und dann bis *b*, so ergiebt sich die strichpunktirte Linie für v mit dem Maximum von 25,2 m.

Daraus ersehen wir:

1. Dass es bei einem derartig gesteuerten Ventil — ähnlich wie beim Gewichtsventil — einen zweiten kritischen Moment gegen Schluss des Hubes giebt.

2. Dass das Zudrücken im todten Punkt unstatthaft ist und

3. Dass es nicht gleichgültig ist — im Gegensatz zu der bisherigen Lehrmeinung — nach welchem Gesetz die Schlussbewegung erfolgt.

Zu 3. sei bemerkt, dass bei den meisten Pumpen, namentlich bei schnellgehenden und solchen mit langen Saugsäulen, in der zweiten Hälfte des Kolbenweges genügend Druck zur Verfügung steht, um eine Erhöhung der Spaltgeschwindigkeit zuzulassen, und diesem in den

Einzelfällen verschiedenen Umstande hat sich eine derartige Steuerung anzupassen, wenn ein Abreissen der Saugsäule vermieden werden soll.

Dass durch den Zwangschluss eine gefährliche Abdrosselung im Spalt entsteht, zeigt deutlich Fig. 36, das Pumpendiagramm einer Maschine am Wasserwerk des X. Bezirks der Stadt Wien,[1]) deren Saugventil gesteuert ist. (Das Druckventil ist selbstthätig.) Die gleiche Er-

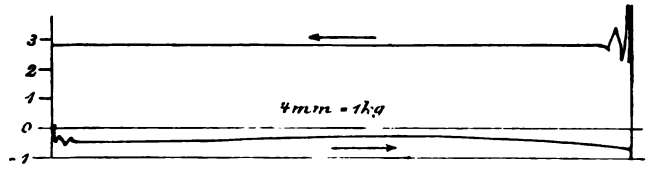


Fig. 36.

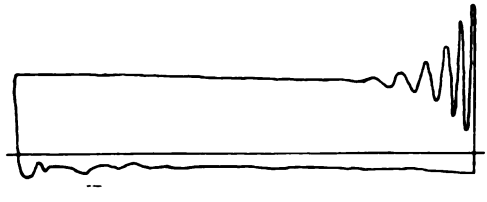


Fig. 37.

scheinung zeigen u. A. die Pumpendiagramme der Charlottenburger Kanalisationswerke (s. Z. 1897, S. 1297). Fig. 37.

Allerdings sind bei der angestellten Betrachtung auch die Nebeneinflüsse in Rücksicht zu ziehen, welche — da die Erhöhung der Spaltgeschwindigkeit ausserordentlich nahe zum Hubwechsel fällt — eine bedeutende Wirkung üben, so dass beispielsweise bei genügender

1) Z. d. Oesterr. I. u. A.-V. 1900, No. 4 S. 56.

Undichtheit der Organe der schädliche Einfluss der Spaltdrosselung aufgehoben werden kann, womit jedoch nach früher Erkanntem die Pumpe noch keineswegs ruhig arbeiten muss. Es ist ferner klar, dass die Spaltdrosselung vermindert wird durch kleinen Ventilhub, also kleines $\frac{f}{l}$, und dass demnach auch bei diesen Ventilen **dem Sitzumfang die gleiche Rolle zukommt wie bei selbstthätigen,** woraus sich die schon erwähnte Thatsache erklärt, dass man den einfachen Teller — der einen der Hauptvortheile dieser Ventilart ausmachen sollte — verlassen und durch den einfachen und mehrfachen (bis fünffachen) Ring ersetzen musste. Dadurch ist man aber wieder an demselben Punkt angelangt, den man verlassen hatte — es sei hier nur wieder die „Musteranlage" des Wasserwerks Breitensee der Stadt Wien erwähnt, wo Ringventile von 13 mm Hub für 40 Umläufe in der Minute mit Zwangschluss arbeiten!

Da nun der eigentliche Zwangschluss — Zudrücken des Ventiles im Hubwechsel durch starre oder als bis zum Ventilschluss starr zu betrachtende Gestänge — zufriedenstellende Ergebnisse nicht liefern konnte und demgemäss auch bis auf wenige und unbefriedigend arbeitende Ausführungen vom Schauplatz verschwunden ist, so gelangen zur Beurtheilung nur noch **Ventile mit während des Spieles mechanisch veränderter Belastung, bezw. Schlusskraft,** und dass diese Ventile in der Periode kurz vor und beim Schluss, sowie in derjenigen beim Oeffnen und kurz danach, die uns ausschliesslich interessiren, den Gesetzen selbstthätiger Ventile mit der gleichen Belastung während dieser Perioden unterliegen müssen, liegt auf der Hand, gleichviel durch

welche mechanische Mittel diese Veränderung bewirkt wird; es kann sich nur noch fragen, ob das Ventil im Einzelfalle als geringmassiges, elastisch bethätigtes oder aber als Gewichtsventil mit Hülfsbeschleunigung während der Schlussperiode zu betrachten ist, und hiernach zerfallen alle solchen Ventile in zwei Arten.[1])

Die **erste Art** bilden jene Ventile, bei denen zwischen Ventilkörper und dem (starren) Gestänge verhältnissmässig weiche Federn eingeschaltet sind, die durch dasselbe entspannt und zusammengedrückt werden, bei denen somit durch entsprechende Bewegung des Gestänges die Spaltgeschwindigkeit genau oder sehr annähernd so beeinflusst werden kann, dass sie der durch Fig. 29, S. 89 dargestellten, nach Berücksichtigung der Widerstände und Beschleunigungen erübrigenden Druckhöhenlinie entspricht. Dass eine derartig genau geregelte Spaltgeschwindigkeit für das Druckventil keinen Werth hat, wurde schon früher angedeutet, beim Saugventil kommt gegebenenfalls noch die Forderung hinzu, beim Oeffnen die Spaltgeschwindigkeit und damit auch die Belastung womöglich Null zu machen, damit die abgerissene Saugwassersäule sich baldigst wieder mit dem Pumpeninhalt vereinige; auch dies lässt sich durch eine Anordnung solcher Art erzielen, wenn kurze, im Oeffnungsbeginn ganz entspannte Federn angewendet werden, die steif genug sind, dass sie durch das gehobene Ventil zusammengedrückt nur den beabsichtigten

[1]) Nebenbei sei hier erwähnt, dass alle bisher in Veröffentlichungen über gesteuerte Ventile gebrachten „theoretischen" Erhebungslinien des verglichenen freien Ventils falsch sind, denn sie sind als gewöhnliche Schieberellipsen gezeichnet, während sie nach früher Erkanntem nach dem Hubende verschobene Ellipsen sein müssen.

maximalen Ventilhub zulassen, um alsdann unter dem Einfluss des Gestänges das Ventil unter gleicher oder etwas wachsender Spannung zurückzudrängen. Hierzu eignen sich z. B. Blattfedern, wie beim Hoerbiger-Ventil, die an entsprechend gesteuerten Fängern befestigt sind. Eine zu lange Feder würde frühzeitig zu hohen Ventilhub zulassen und demnach bei der Schlussbewegung die Verrichtung einer grossen Verdrängungsleistung (fc) erfordern, somit in der letzteren Periode gefährliche Spaltdrosselung erzeugen.

Da man hiernach bei richtiger Ausführung alle theoretischen Bedingungen mit dieser Ventilart erfüllen kann, so erscheint dieselbe geradezu als ideal — sofern die Nöthigung vorliegt, hohe Saughöhen bei raschem Umlauf zu überwinden; die bisherigen Ausführungen derselben sind allerdings nichts weniger als ideal, denn sie bestehen ausschliesslich in Ringventilen mit zentraler, mechanisch in der Spannung veränderten Feder. Bei diesen ist das Eigengewicht meistens grösser als die Federspannung, der Einfluss der letzteren somit untergeordnet, wogegen die Nachtheile der Masse um so mehr hervortreten, das Ganze sich demnach als ein mit grossen Opfern verbessertes Gewichtsventil darstellt.

Die **zweite Art** gesteuerter Pumpenventile wird durch Gewichtsventile vertreten, denen durch ein als starr zu betrachtendes Steuergestänge in der zweiten Hubhälfte oder kurz vor dem Hubende eine Beschleunigung in der Schlussrichtung ertheilt wird. Hier wird also die Federwirkung durch die in der Ventilmasse angehäufte lebendige Kraft ersetzt, das Ventil muss eine gewisse Masse besitzen und der Steuerdaumen muss vor Eintritt des Ventilschlusses seine Bewegung

verlangsamen, damit das Ventil freigegeben und „Zwangschluss“ vermieden werde. Der Vorgang hierbei lässt sich sehr klar aus Fig. 38 übersehen, gültig für das Saugventil einer sogenannten „Expresspumpe“. Das

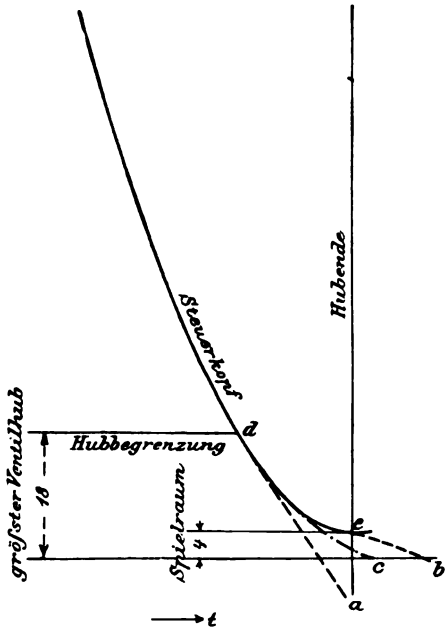


Fig. 38.

Saugventil ist hier ein wagerecht sich bewegender Ring (siehe die später folgende Fig. 40 und 40b), der durch die Saugwassersäule aufgestossen sich rasch, d. i. mit sehr geringer Spaltgeschwindigkeit, bis zu seiner Hubbegrenzung (in unserer Figur bei 18 mm) bewegt, wo er so lange stehen bleibt, bis der am Pumpenkolben angebrachte Steuerkopf ihn trifft (bei *d*). Der Steuerkopf beschreibt hierbei die Bahn einer Cosinuslinie, die gegen

das Hubende tangential in die Horizontale übergeht, und ist in der Figur angenommen, dass er am Schluss seiner Bewegung 4 mm vom ruhenden Ventil entfernt ist.

Würde nun das Ventil von unendlicher Masse sein, so fölge es mit der im Punkte *d* herrschenden Geschwindigkeit des Steuerkopfes, also nach der Tangente *d—a* dem Sitze zu: bei der Masse Null würde es dem Steuerkopf bis zum Hubende folgen und nach der Linie *e—b* mit der Spaltgeschwindigkeit Null und der Schlussgeschwindigkeit von C_s schliessen, wobei C_s die Kolbengeschwindigkeit im Zeitpunkt *b*. Ein Ventil mit endlicher Masse muss daher zwischen den Punkten *a* und *b* zum Schluss gelangen, also etwa nach der strichpunktirten Linie, die bei *c* einläuft, und hat man es vollständig in der Hand, durch Veränderung des, hier mit 4 mm angenommenen Spielraumes den Punkt *c* mehr oder weniger weit nach dem Hubende zu verlegen.[1])

Eine Steuerung des Pumpenventils nach dieser Art[2]) jedoch mit dem Unterschiede, dass die Schlussbewegung nicht durch den Pumpenkolben sondern durch ein von dessen Bewegung abgeleitetes Gestänge geschah, hatte der Verfasser vor einigen Jahren entworfen und in zwei Ausführungen erprobt. Eine derselben betraf eine unterirdische Wasserhaltung[3]) für 3,2 cbm in der Minute auf

[1]) Dass für ruhigen Gang der Pumpe dieser Spielraum stets bleiben muss, hat die Erfahrung bestätigt, wie aus den Mittheilungen Prof. Josse's hervorgeht. (Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium der kgl. technischen Hochschule zu Berlin, 1899, II. Heft, S. 22).

[2]) D.-R.-P. 89 300 vom 13. September 1895, erloschen.

[3]) Auf Venus-Tiefbau bei Brüx, gebaut von Bolzano, Tedesco & Co., Schlan 1898. Einfache Ventilringe 154/246 Dtr., 38 mm Maximalhub.

165 m Höhe bei 60 Doppelhuben in der Minute Normalleistung und zeigte bei der Probe (bis über 70 U. i. d. M.) die auffallende Erscheinung, dass der vorhandene sehr geringe Ventilschlag mit der Steigerung der Umlaufzahl sich scheinbar gar nicht verstärkte; allerdings war die Saughöhe unbedeutend: etwa 4 Meter. Die Erklärung ist einfach: mit der Umlaufzahl wächst die Geschwindigkeit des Steuerdaumens und hiermit die lebendige Kraft des zufallenden Ventils, letztere aber im Quadrat mit der Umlaufzahl.

Die Steuerungen der zweiten Art gewähren somit eine **selbstthätige Regelung der Schlusskraft nach der Umlaufzahl,** und hierin liegt der wesentliche Unterschied ihrer Wirkung gegenüber der ersten Art, sowie ihr Werth für Betriebe, bei welchen zeitweilige hohe Steigerung der Umlaufzahl bei abnehmender Saughöhe eintreten kann, z. B. bei unterirdischen Wasserhaltungspumpen.[1]) Natürlich haften solchen Ventilen im übrigen die Fehler der Gewichtsventile an, da aber schliesslich Ventile ohne Masse nicht hergestellt werden können und diese Masse aus Festigkeitsgründen mit höheren Pumpendrücken auch grösser wird, andererseits die für den Schluss erwünschte lebendige Kraft mit um so geringerer Masse erzeugt werden kann je höher die Schluss-

[1]) Man kann bei einer solchen Maschine die gleiche Steigerungsfähigkeit natürlich auch mit Ventilen der vorigen Art oder mit selbstthätigen erreichen, doch würden diese, in der Spaltgeschwindigkeit bezw. Belastung für das verlangte Maximum bei der entsprechenden geringen Saughöhe eingerichtet, bei langsamerem Gange den gleichen Ventilwiderstand liefern und demnach wesentlich grössere Saughöhen nicht erzielen lassen, während Ventile dieser letzten Gattung bei langsamerem Gange auch geringere Spaltgeschwindigkeit und demzufolge geringeren Ventilwiderstand gewähren.

geschwindigkeit wird, also die Umlaufzahl, so lässt sich der Fall erreichen, in welchem die für die Betriebsverhältnisse gerade nöthige Ventilmasse hinreicht, um unter der ihr mitgetheilten Geschwindigkeit die erforderliche Schlusskraft auszuüben. Dieser Fall tritt bei sehr hohen Pumpendrucken und sehr hoher Umlaufzahl ein und erklärt den Erfolg dieser Ventile; dass aber unter diesen Umständen die Saugfähigkeit der Pumpe nur gering sein kann, erklärt sich aus allem früher Gesagten.

Nachdem wir im Vorangegangenen die Wirkung gesteuerter Ventile kennen gelernt haben, erübrigt noch zuzusehen, welche Veränderungen sie im Bau der Pumpe erfordern und damit, durch welche Opfer und Kosten jene Wirkungen erkauft werden.

Insofern gesteuerte Ventile als Ringventile ausgeführt werden, was derzeit ausschliesslich der Fall ist, bedingen sie am eigentlichen Pumpenkörper gegenüber selbstthätigen Ringventilen einen noch höheren Ventilkasten wegen der über den Ventilen sitzenden Daumen oder sonstigen Steuertheile und der hierfür nöthigen Deckeleinsätze; durch seitliche Anordnung der übereinander sitzenden Ventile sowie Sparsamkeit in der Höhenentwickelung lässt sich indessen die schädliche Höhe bedeutend verkleinern. Die grösste Veränderung jedoch und gleichzeitig die unangenehmste Beigabe ist der

Steuerungsmechanismus, und zwar für den Betrieb, weil er Störungen hervorrufen kann, die bei selbstthätigen Ventilen ausgeschlossen sind, in Ordnung gehalten werden muss und Betriebsausgaben erfordert, und im übrigen, weil er die Maschinen vertheuert. Aus all diesen Gründen sollte glauben, dass die Kon-

strukteure sich in allererster Linie bemühen sollten, den Steuermechanismus möglichst einfach zu machen, davon ist aber wenig zu merken. Man findet gerade bei den neuesten Ausführungen die verwickeltsten Anordnungen von Hebeln, Rollen, Gelenken, unnöthigen Federn und Gegenfedern, Puffern und dergleichen, vielfach nur der Laune der Konstrukteure oder deren Sucht nach Originalität entsprungen, so dass wir heute Pumpencylinder sehen können, die an Aussehen den Cylindern der theuersten Präzisionsdampfmaschinen gleichkommen. Als eine der einfachsten und besten Steuerungen ist die Riedler'sche Kniehebelsteuerung zu bezeichnen, namentlich bei den bekannten Ausführungen von Fraser & Chalmers, Chicago, und unter Anwendung von Differentialpumpen; allerdings ist bei letztern nicht zu übersehen, dass sie die Maschinenlänge bedeutend vergrössern.

Als Störungen ergeben sich: Grosser Oeffnungswiderstand und Hängenbleiben der Ventile, besonders der Saugventile, wenn deren mit den Ventilen fest verbundene Spindeln durch Stopfbüchsen nach aussen geführt werden, was aber immer vermieden werden kann, — Luftsaugen durch die Stopfbüchsen der das Pumpengehäuse durchdringenden Steuerspindeln — Schläge der Ventile gegen die Steuerdaumen bei unrichtiger Bewegung der letzteren, und Brechen der Gestängsfedern, dagegen ist die Abnutzung der Gestängezapfen bei den früher beschriebenen zwei Hauptarten nicht von grossem Einfluss, viel schädlicher ist die Wirkung von Sand auf die Steuerspindeln.

Bei der in Fig. 39 dargestellten und bereits erwähnten Aussensteuerung hatte sich der Verfasser zur Aufgabe gestellt, Pumpenventile möglichst einfach, billig

und zweckmässig zu steuern. Die Bewegung wird hier vom Plunger abgenommen und durch einen zwischengeschalteten Kniehebel derartig verändert, dass die Bewegung des Hebels über dem Druckventil auf die Hub-

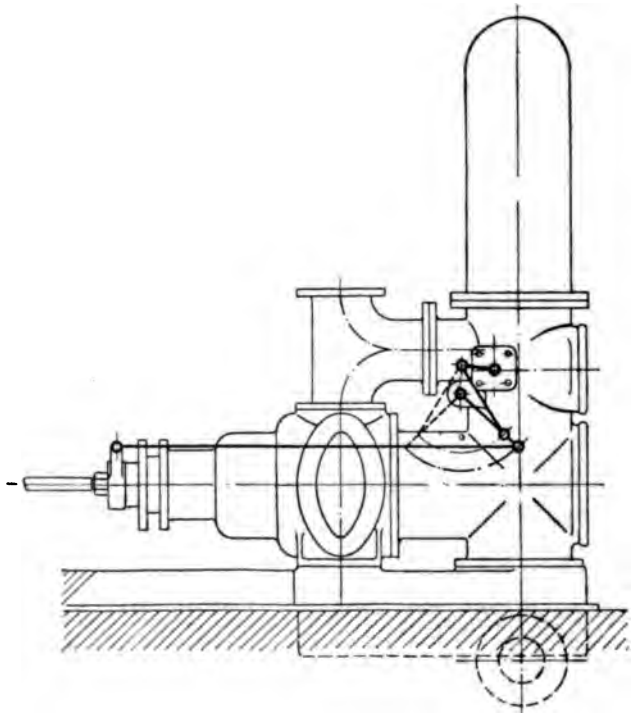


Fig. 39.

zeit als Abscisse bezogen sehr angenähert eine Sinuslinie ergiebt, deren Enden sich jedoch tangential nach der Abscissenachse abkrümmen. Die Steuerung wirkt auf Beschleunigung der Ventilmasse, gehört also der beschriebenen zweiten Art an. Durch die symmetrische Kniehebelübersetzung steht der Hebel über dem Ventil

in beiden Todtpunkten in seiner tiefsten Stellung und vollführt beim Hin- und Hergang das gleiche Spiel, wodurch ermöglicht wurde, Saug- und Druckventil von einer durchgehenden Spindel zu steuern. Die Spindel ist mit Fängern für jedes Ventil versehen, die Ventile — einfache gusseiserne Ringe — sind mit den Fängern zentrirt und führen sich an denselben ohne Reibung, da mit Ausnahme der ganz kurzen Oeffnungs- und Schlussperioden keine Relativbewegung vorhanden ist. Diese tritt nur während der Ruhelage des Ventils ein, da inzwischen der Fänger ein leeres, für das Gegenventil bestimmtes Spiel ausführt; während des Ventilspiels liegt der Ventilring stets gegen den Fänger an, daher tritt auch kein Stoss zwischen beiden ein. Durch die Anwendung der Steuerspindel ist eine zweite, den Pumpenkörper durchdringende Stopfbüchse vermieden und damit das Einziehen von Luft. Gegen Brüche bei Eindringen von Fremdkörpern in den Ventilspalt sichert nur die Elastizität des Steuergestänges, das schon mit Rücksicht auf Erzitterungen sehr leicht gehalten ist.

Trotz alledem kann diese Anordnung, so sehr sie auch sonst befriedigte, mit geringen Mitteln bei demselben Erfolge durch selbstthätige Gruppenventile ersetzt werden, sofern nicht die Betriebsverhältnisse gebieterisch wenigstens bei den Saugventilen mechanische Schlusshülfe verlangen.

Es wurde eben, wie schon früher einmal erwähnt, die Meinung über gesteuerte Ventile durch

unrichtige Vergleiche

beeinflusst, indem diese ausnahmslos unter Weglassung des ganzen Steuermechanismus herangezogen wurden. Dass dies gänzlich unstatthaft ist, braucht

Fig. 40.

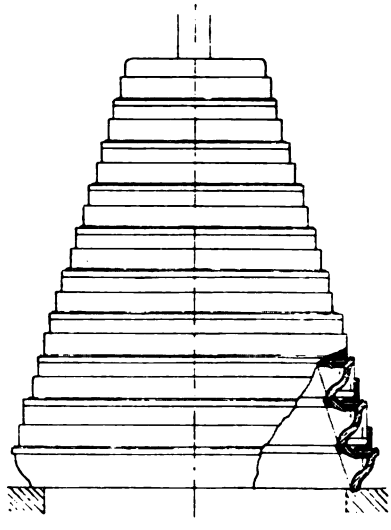


Fig. 40a.

Massstab 1 : 30.

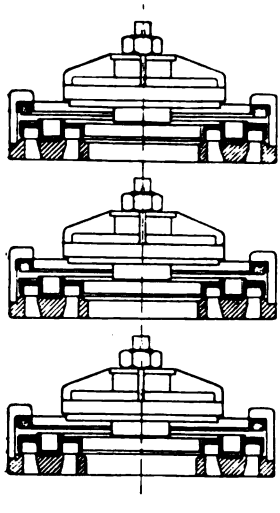


Fig. 40b.

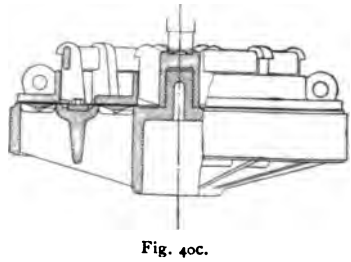


Fig. 40c.

nicht näher erörtert zu werden, um aber zu zeigen, wohin oberflächliche Beurtheilung führen kann, wollen wir hier einen der neuesten und krassesten Vergleiche näher ins Auge fassen:

In seinem Werk „Schnellbetrieb" vergleicht Professor Riedler eine grosse Balancierpumpmaschine der Hamburger Stadtwasserkunst von 30 cbm minutlicher Leistung bei maximal 10 Umläufen i. d. M. mit seiner „Expresspumpe", einer sehr raschlaufenden kurzhubigen Triplexpumpe, deren eigenthümliches Saugventil wir bereits kennen gelernt haben, und weist dabei anschaulich den grossen Unterschied in den Abmessungen der beiden sonst gleichwerthigen Maschinen nach. Ausserdem zieht er einen flüchtigen Vergleich zwischen den Saugventilen beider Pumpen und zwar nach Fig. 40 und 40a, letztere für die Balanciermaschine gültig, und bezeichnet beide Ventile als „gleichwerthig". Wer nun diese beiden Figuren ansieht ohne sie näher zu prüfen, muss unbedingt zur Ueberzeugung gelangen, dass hier ausser der gewaltigen Einschränkung der Pumpenabmessungen auch eine ungeheure Vereinfachung im Ventilbau durch den raschen Umlauf errungen worden sei. Nichts ist falscher als das, denn erstens besitzt die verglichene Expresspumpe drei derartige Saugventile und zweitens gehören zu denselben als Bestandtheile, ohne welche sie nicht funktioniren können, die Hubbegrenzungen und die an den Plungern befestigten Steuerköpfe, wogegen das Pyramidenventil der Balanciermaschine Fig. 40a ganz vollzählig zusammengezeichnet ist. Die Fig. 40 ist somit zunächst durch die Fig. 40b zu ersetzen, wodurch sich der Vergleich schon wesentlich anders stellt, der aber noch weiter zu berichtigen ist, denn während der bis-

herigen Erfahrung entsprechend die Expresspumpe mit den abgebildeten Ventilen versehen sein muss, um überhaupt zu funktioniren, ist es augenfällig, dass die Balanciermaschine für ihre 10 Umläufe i. d. M. eines so weitgetheilten Ventils wie Fig. 40a gar nicht bedarf, welches vielmehr ohne Weiteres auch 40 minutliche Spiele vertragen könnte oder noch mehr. Thatsächlich sind nun auch seit 1888 diese Ventile, welche zu häufigen Reparaturen aus den früher schon besprochenen Gründen Veranlassung gaben, aus der Pumpe entfernt und durch Glockenventile höchst einfacher Bauart und von 50 mm Hub ersetzt.[1]) Da aber diese Glockenventile wesentlich kleineren summarischen Gesammtquerschnitt besitzen, so sollen sie hier nicht zum Vergleich gebracht werden, dagegen könnten wir wohl das Pyramidenventil durch eine Gruppe grosser Tellerventile ersetzt denken, da aber bei der Schnittzeichnung nur ein Theil derselben zur Anschauung gebracht und demnach eine falsche Vorstellung wachgerufen werden könnte, so bleiben wir diesmal gegen unsere bessere Ueberzeugung beim schwerfälligen Ringventil Fig. 40c von gleichem Gesammtquerschnitt wie Fig. 40a — bei 64 mm grösstem Hub, und nun ist wohl durch Fig. 40b und 40c sonnenklar, dass mit hoher Umlaufzahl an den Ventilen **nichts vereinfacht und nichts verbilligt** wurde, was übrigens schon aus unseren theoretischen Untersuchungen zu erwarten war.

Eigentlich sind wir auch jetzt noch nicht ganz fertig, denn wir wissen, dass das Expresspumpenventil

---

[1]) Diese Mittheilung verdankt der Verfasser der Liebenswürdigkeit des Herrn Inspektor Schröder der Hamburger Stadtwasserkunst.

nicht jene Saughöhe zulässt wie das langsam arbeitende, doch ist es in diesem Falle nicht nöthig so weit zu gehen. Wann sind nun aber Ventile wirklich „gleichwerthig?“

„Gleichwerthig“ sind zwei Pumpenventile oder Ventilgruppen dann, wenn sie bei gleichem hydraulischen Widerstand — also im Allgemeinen bei gleicher Sitz- und Spaltgeschwindigkeit bezw. gleichem Sitz- und Spaltquerschnitt — **und bei gleicher Saughöhe den gleichen Ventilschlag** — Produkt aus Ventil- und reduzirter Wassermasse mal Quadrat der Ventilschlussgeschwindigkeit — **ergeben**, woraus ersichtlich, dass, genau genommen, in jedem Vergleichsfalle auch die dem Ventile angehörende Pumpenkonstruktion zu berücksichtigen ist.

Den unzweifelhaft hohen **Kosten** gesteuerter Pumpen wird häufig gegenübergestellt, dass durch die erhöhte Kolbengeschwindigkeit Anschaffungs- und Betriebskosten der Antriebsmaschine geringer werden. Das mag wohl richtig sein, doch nur dann, wenn die mit gesteuerten Ventilen erzielbaren Vortheile auch wirklich ausgenutzt werden, also die fraglichen Maschinen unter den gleichen Betriebsverhältnissen und bei gleicher Umlaufzahl und Kolbengeschwindigkeit mit selbstthätigen Ventilen nicht mehr ausgeführt werden können, eine Voraussetzung, die in der Mehrzahl der Fälle durchaus nicht zutrifft, denn macht man sich eine Zusammenstellung aller bisher veröffentlichten mit gesteuerten Ventilen ausgeführten Pumpmaschinen, so findet man, dass die meisten derselben sich bei 1 bis 1,4 m Kolbengeschwindigkeit herumbewegen, wenige Ausführungen 2 m überschreiten und nur ganz vereinzelte und grosse

auf 3 m gelangen, von letzteren aber die dem Verfasser bekannten Exemplare hierbei nur unter Mitwirkung von Luftschnüfflern dienstfähig sind. Dabei wird eine Umlaufzahl bei den kleineren Ausführungen bis 150 erreicht, bei den grössten bis 80, der gewöhnliche Fall ist aber 40—60 und betrifft mittlere Grössen. Das sind keineswegs Ergebnisse, die nicht auch mit selbstthätigen Ventilen erreicht worden wären, und wenn dies nur in seltenen Fällen angestrebt wurde, so liegt es eben daran, dass in Mitteleuropa der Bau von Pumpen mit selbstthätigen Ventilen wegen der allgemeinen Voreingenommenheit für gesteuerte zu Gunsten der letzteren vernachlässigt wurde, anderwärts aber aus später zu erörternden Gründen das Bestreben für raschlaufende Pumpenkonstruktionen gar nicht auftrat. Raschlaufende gesteuerte Pumpen mit langsamlaufenden selbstthätig abschliessenden zu vergleichen ist demnach ebenfalls unstatthaft, übrigens haben den Verfasser zahlreiche Vergleiche, Umfragen, Kostenüberschläge und Studien überzeugt, dass Pumpmaschinen mit gesteuerten Ventilen theurer zu stehen kommen und auch höher im Preise stehen, als solche mit selbstthätigen Ventilen, selbst wenn letztere noch um 20% und mehr langsamer laufen.

Da wir nun den Fortschritt im Maschinenbau auffassen müssen als: Erreichung höherer Leistung oder grösserer Wirthschaftlichkeit oder beides, bei gleicher oder erhöhter Betriebssicherheit und entsprechenden, d. i. relativ geringeren Kosten, so können wir das Urtheil über gesteuerte Ventile zusammenfassen wie folgt:

1. **Als Druckventile angewendet, gewähren gesteuerte Pumpenventile keinerlei Vortheile,** und da sie demnach für solche überflüssig sind, so hat die Praxis

auch schon begonnen, sie selbst für die raschest laufenden Pumpen wegzulassen.

2. **Als Saugventile angewendet, ergeben gesteuerte Ventile nur dann Vortheile, wenn mit selbstthätigen das rasche Nachdringen der Saugwassersäule in den Pumpenkörper nicht genügend oder nicht mit entsprechenden Kosten** — wegen zu ausgebreiteter Konstruktion in Folge geringer Spaltgeschwindigkeit — **gesichert erscheint.**

3. **Gesteuerte Ventile der ersten Art, richtig konstruirt und als Saugventile angewendet, ermöglichen bei gegebener Saughöhe höhere Umlaufzahl oder bei gegebener Umlaufzahl höhere Saughöhe als selbstthätige Ventile.**

4. **Gesteuerte Ventile der zweiten Art, richtig konstruirt, gewährleisten hohe Steigerungsfähigkeit der Umlaufzahl einer Pumpe bei mit Steigerung der Umlaufzahl abnehmender Saugfähigkeit, wobei der Ventilwiderstand gegenüber der vorigen Art und gegenüber selbstthätigen Ventilen um so kleiner ist, je langsamer die Pumpe läuft.**

Hiernach bestimmt sich in den Einzelfällen die Scheidungslinie zwischen selbstthätigen und gesteuerten Saugventilen, von denen letztere indessen erst bei sehr hohen Anforderungen bezüglich Pumpendruck, Saugfähigkeit und Umlaufzahl zur Geltung kommen.

Eine Gattung Pumpmaschinen ist es aber, für welche gesteuerte Ventile, besser gesagt Klappen, den selbstthätigen entschieden überlegen sind, das sind Kurbeltriebpumpen für Schmutzwasser, z. B. Kanalisationspumpmaschinen. Bei solchen ist ein weiter Spalt bei ganz freier Sitzöffnung Bedingung für den anstandslosen

Durchlass von Fremdkörpern und da diese Maschinen ausnahmslos mit geringer Saughöhe arbeiten, so ist bei ihnen die Spaltdrosselung gegen Hubende nicht von besonderem Nachtheil. Hier werden also gesteuerte Klappen das Feld behaupten, so lange man nicht durch andere Organe — etwa Kolbenschieber mit Hülfsventilen oder dgl. — vortheilhafter wegkommt.

Zum Schlusse dieses Abschnittes wollen wir noch eine Anordnung, nicht Gattung, von Ventilen beleuchten, die alle Vortheile selbstthätiger und gesteuerter Ventile in sich vereinigt und dennoch bisher nicht genügend gewürdigt wurde, das sind

Ventile im Pumpenkolben, wie solche z. B. als Gruppenventile im Kolben der Fig. 41 dargestellt sind. Den Massen dieser Ventile — bestehend in Federn und Ventilkörper — wird durch die Kolbenbewegung eine Beschleunigung ertheilt, welche zu Beginn des Saughubes im Oeffnungssinne, gegen Ende desselben in der Schlussrichtung, also gerade so wirkt, wie wir es brauchen, und auch mit dem Quadrat der Umlaufzahl wächst. Wir haben somit hier selbstthätige Einzelventile mit den vereinigten Vortheilen beider Arten gesteuerter Ventile vor uns — und doch ohne Steuerungsmechanismus, demnach zweifellos **die denkbar vollkommensten aller Pumpenventile.** Aus dieser neuen und gewiss überraschenden Erkenntniss ergiebt sich nunmehr von selbst die Beschränkung des früher über die Verwendung von Ventilen mit Steuermechanismus Gesagten darin, dass solche überhaupt erst in Frage kommen können, **wenn aus irgend welchen Gründen die Anwendung von im Kolben angeordneten Ventilen unthunlich ist.**

Der in Fig. 41 dargestellte Pumpentypus ist nun

noch aus anderen Gründen sehr belehrend. Wie wir wissen, benöthigt jede Ventilgattung eine bestimmte minimale Weite des Ventilkastens, die bei Gruppenventilen der gezeichneten Art ungefähr 2 (2f), was den vierfachen Betrag des lichten Sitzquerschnittes ausmacht, und da nun der Ventilkasten hier durch die Cylinder-

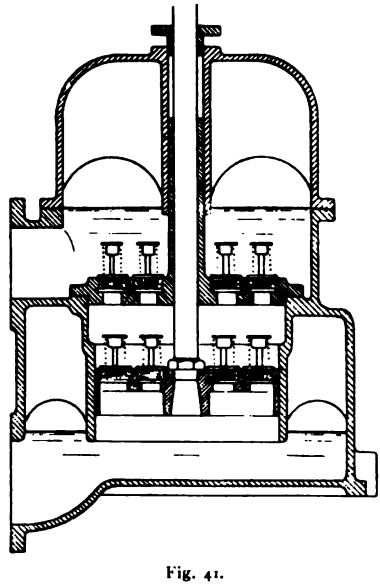


Fig. 41.

bohrung vertreten ist, so kann von letzterer nur $^1/_4$ für den freien Sitzdurchgang nutzbar gemacht werden. Nehmen wir nun richtigerweise die Spaltgeschwindigkeit gleich der höchsten Sitzgeschwindigkeit an, so ergiebt sich, dass die mittlere Geschwindigkeit ventilirter Kolben für jede Ventilgattung in bestimmtem Verhältniss zur Spaltgeschwindigkeit stehen muss, gleichviel, welches die Umlaufzahl sei. In unserem Falle kann daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit nur $^1/_4$ von

der Spaltgeschwindigkeit sein, und wenn wir letztere aus irgend welchen Gründen mit z. B. 2 m annehmen, so muss die Kolbengeschwindigkeit 0,5 m betragen. Das kann nun erreicht werden z. B. mit 0,3 m Hub bei 50 minutlichen Umläufen oder mit 0,1 m Hub bei 150 Umdrehungen (wofür die Figur gilt), oder 0,05 m Hub bei 300 Umdrehungen u. s. w., wobei die Pumpe stets die gleiche minutliche Leistung giebt (in unserem Falle 1180 l bei 0,32 m Kolbendurchmesser) und muss nur der Sitzumfang umso grösser genommen bezw. die Auftheilung der Ventile um so weiter getrieben werden, je kleiner der Hub ist (in unserem Beispiel sind 18 Ventile von 45 mm lichte Weite bei 8 mm Hub verwendet). Die Veränderungen, die hiermit an der Figur vor sich gehen, sind leicht zu übersehen: es verkürzt sich ausschliesslich die Länge des Pumpenkörpers mit dem Hube, und mit derselben die Höhe des Saugwindkessels und die schädliche Wasserhöhe, die ohnehin bei diesem Typus sehr gering ist. Da nun ebenso mit Verkürzung des Hubes und Erhöhung der Umlaufzahl die auf die Ventile wirkende Beschleunigung wächst, so ändern sich alle Verhältnisse in dem Sinne, welcher den geänderten Anforderungen entspricht, und die vorliegende Pumpenbauart stellt sich als **vorzüglich geeignet für hohe Umlaufzahlen** dar.

Dass sie es auch wirklich ist, beweisen zahlreiche an stehenden, hauptsächlich Schiffsmaschinen angehängte nasse Luft- und Kühlwasserpumpen von mitunter sehr bedeutender Lieferungsfähigkeit und ausnahmslos sehr hohen (nach Wissen des Verfassers bis 260 gehenden) Umlaufzahlen.

Dass der Scheibenkolben der betrachteten Pumpenart sich nicht für alle Verhältnisse eignet, die Saugventile schwer zugänglich sind und bei höheren Pumpendrucken grosse Zapfendrucke im Gestänge auftreten, sind eben Umstände, die das Verwendungsgebiet dieser Konstruktion beschränken und uns leider wieder einmal die Grenze erkennen lassen, an die der Konstrukteur in seinem Kampf gegen Raum und Stoff so oft gelangt!

X.

Schnellgang bei Pumpen.

„Rascher Gang", obgleich zum Schlagwort geworden, hat doch im Maschinenbau seine gute Berechtigung, denn grosse Geschwindigkeit ermöglicht grosse Leistung mit kleinen Kräften und kleine Kräfte lassen sich konstruktiv leicht beherrschen. Da nun bei allem, was Maschine heisst, die Geschwindigkeit kreisenden oder hin- und hergehenden Theilen angehört, die also immer wieder dieselben Wegpunkte durchlaufen, so kann sie auf 2 Arten erhöht werden: durch Vergrösserung der Bahndurchmesser oder -längen, was Opfer an Raum und Stoff erfordert, oder durch häufigen Umlauf bezw. Spielwechsel, was Nichts kostet, und folglich ist **hohe Umlaufzahl** das eigentlich Wirthschaftliche und Bezeichnende beim Schnellbetrieb.

Der Nutzen hoher Umlaufzahl kommt ungeschmälert zur Entfaltung bei allen Maschinen mit ausschliesslich kreisendem Triebwerk als Turbinen, Schleuderpumpen, Elektromotoren u. s. w., welche sich in ansehnlicher Ersparniss an Raum, Gewicht und Kosten ohne irgend welche Nachtheile äussert. Nicht so bei Maschinen mit

hin- und hergehendem Triebwerk; hier spielen Massenwirkungen, Widerstände, schädliche Räume, innere und äussere Abkühlungsflächen und noch andere Umstände mit, deren Gesammtwirkung bis zu einem gewissen Grade der hohen Umlaufzahl günstig ist, alsdann sich allmählich gegen dieselbe kehrt und ihr schliesslich eine je nach den Kraftmitteln und der Grösse und Bauart der Maschine verschieden hoch liegende Grenze setzt.

Wie sind nun diese Umstände bei Pumpen mit Kurbeltrieb beschaffen, und zwar zunächst für solche ganz allein, ohne Rücksicht auf die Antriebsmaschine?

Aus den vorigen Abschnitten kennen wir bereits die Schwierigkeiten, welche hohe Umlaufzahl der Ventilkonstruktion bereitet; wir wissen, dass die Ventile sehr grossen Sitzumfang, d. i. weitgehende Auftheilung verlangen, unter Umständen mechanische Schlusshülfe, ferner dass die Saugfähigkeit beeinträchtigt wird, endlich, dass der volumetrische Wirkungsgrad sich nicht verbessert. Die Ventile, an sich schon einen relativ grossen und sicherlich den kostspieligsten Bestandtheil der Pumpe bildend, werden somit ausgebreiteter und theurer und unterliegen einer proportional mit der Umlaufzahl wachsenden Abnützung. Andererseits lehren uns die bekannten Sätze über den Durchgang des Wassers durch Pumpen, dass die Beschleunigungsdrucke mit dem Hube und dem Quadrat der Umlaufzahl wachsen, die hydraulischen Widerstände quadratisch mit Beiden, so dass sich für den mechanischen Wirkungsgrad ebenfalls kein Gewinn entdecken lässt.

Wollen wir uns weiter ansehen, was für Veränderungen durch hohe Umlaufzahl am Bau der Pumpe

eintreten, so können wir das anschaulich aus dem Beispiel der Figur 41 (S. 137) erkennen. Der Pumpenkörper dieser Figur sammt Kolben, Druck- und Saugventilen, jedoch ohne Druckhaube, Alles für 8 Atmosphären Pumpendruck konstruirt, wiegt für 100 mm Hub 308 kg, für 300 mm Hub, entsprechend 50 Umläufen, 395 kg und für 50 mm Hub, entsprechend 300 min. Umlaufen, 286 kg. Die Steigerung der Umlaufzahl von 50 auf 300, also um das Sechsfache, ermöglicht somit eine Gewichtsersparniss von nur 109 kg = 27 ½ % und da hiermit eine nennenswerthe Ersparniss in der Bearbeitung des Pumpenkörpers nicht verbunden ist, die Einheitskosten dafür demnach nur etwa ein Drittel der Einheitskosten für fertige Pumpen betragen, so stellt sich die Ersparniss in den Herstellungskosten auf etwa 9 %, zu denen noch eine — jedenfalls noch geringere — Ersparniss durch die Verkleinerung der Druckhaube hinzukommt.

Sehen wir von dieser eigenartigen Pumpenform ab und betrachten andere, zum Beispiel liegende Pumpen mit Tauchkolben oder Scheibenkolben, so lässt sich auch ohne Rechnungsbeispiele erkennen, dass die Veränderungen ganz ähnliche sein werden: bei Erhöhung der Umlaufzahl unter gleichzeitiger Verkleinerung des Hubes ist die Gewichts- und Kostenersparniss ganz dieselbe, bei Erhöhung der Umlaufzahl unter Beibehaltung des Hubes, jedoch Verkleinerung des Kolbens ist sie noch geringer. In jedem Falle wird die Ersparniss durch die Vertheuerung der Ventile wettgemacht, und damit stimmt die Thatsache, dass sich raschlaufende Pumpen nicht billiger stellen als langsamlaufende, im Gegentheil meistens noch höher.

Hier könnte man nun einwenden, dass ja auch die

Veränderungen des mit der Pumpe verbundenen Kurbelmechanismus' und der dazu gehörigen Lager, Zapfen, des Gestelles u. s. w. zu berücksichtigen seien. Allerdings, allein bei direktem Antrieb durch Dampf- oder Gasmaschinen gehört dieser Mechanismus zum Motor und wiederum bei indirektem Antrieb oder Kupplung mit rotirenden Motoren (Elektromotoren, Turbinen) ist die Wahl des Hubes ganz unabhängig von der Umlaufzahl: jeder vernünftige Mensch wird ihn so kurz machen als es die Umstände eben gestatten. Freilich werden auch Zapfen und Gestänge leichter mit rascherem Umlauf, aber wegen der sich fühlbar machenden Massenwirkung ist auch hier der Unterschied keineswegs ein ausschlaggebender.

Aus alledem ergiebt sich, **dass hohe Kolbengeschwindigkeit sowohl wie hohe Umlaufzahl für die Pumpenkonstruktion an sich weit mehr Schwierigkeiten schaffen als Vortheile bieten,** dass folglich **der Bau raschlaufender Pumpen niemals Selbstzweck sein darf.** Dies muss betont werden gegenüber der Manie, alles was dem Konstrukteur in die Hände kommt, dem Schnelllauf unterzuordnen, und gegenüber den reklamehaften Anpreisungen der „Vortheile" schnelllaufender Pumpen, als welche z. B. von der Diesel-Motoren-Fabrik genannt werden: „Niedriger Preis", „höchster volumetrischer Effekt", „geringer Saugwiderstand", „Anwendung grösserer Saughöhen", „hoher mechanischer Wirkungsgrad". So stark ist in Deutschland bisher noch nicht gelogen worden, wenigstens nicht auf technischem Gebiete, dagegen schrie alles „Humbug"! sobald irgendwelche überraschende Ergebnisse von „jenseits des Ozeans" gemeldet wurden, eine Meinung, die

allerdings nach und nach einem weniger oberflächlichen Urtheil gewichen ist.[1])

Wenn nun trotzdem der Konstrukteur ein Interesse an raschlaufenden Pumpen hat, so ist dies wegen des Antriebsmotors, den mit der Pumpe möglichst direkt zu verbinden seine Aufgabe ist. Die direkteste Verbindung besteht bei rotirenden Motoren (Turbinen und Elektromotoren) in der Anbringung der Pumpenkurbel an der Motorwelle, bei solchen mit hin- und hergehendem Triebwerk in unmittelbarer Verbindung des Pumpenkolbens mit diesem, dann folgt die Hebelübersetzung zwischen Triebwerk und Pumpe, alsdann die Anbringung der Pumpenkurbel an der Schwungradwelle und endlich die Räderübersetzung.

Um nun gleich bei der Dampfmaschine zu bleiben, muss vor Allem festgestellt werden, dass unser Ziel nicht sein kann „normale Dampfmaschinen" oder aber „Schnellläufer" mit Pumpen zu kuppeln, sondern **gute Dampfpumpmaschinen** zu bauen, was in vielen Fällen zu besonderen Typen führt, die man für andere Betriebe gar nicht verwerthen kann. Solche Typen können natürlich in Folge der Verschiedenheit der jeweiligen Anforderungen unter sich sehr verschieden sein, daher denn auch die grosse Mannigfaltigkeit der Bauarten, die wir beispielsweise in den Vereinigten Staaten finden, während in Europa sich das „Kuppeln mit normalen Dampfmaschinen" zur Gewohnheit entwickelt und eine

---

[1]) Das sei deshalb erwähnt, weil es seinerzeit mit den Duplexpumpen so erging, die man vor kaum zwölf Jahren noch als „Dampffresser" und „Stosspumpen" abfertigte, heute aber zu Tausenden in immer grösser werdenden Ausführungen nachbaut.

unverkennbare Eintönigkeit in den Pumpenbau gebracht hat. Das erscheint um so auffallender, weil doch in Amerika die Spezialherstellung und „Standardisirung" gewöhnlicher Maschinen für den Handel viel weiter gediehen ist, demnach dort das „Kuppeln" viel gebräuchlicher sein müsste; es ist dennoch umgekehrt, weil man drüben eben besser erkannte, dass die „normale" Dampfmaschine sich ohne Veränderung nicht gut für den Pumpenantrieb eignet, und deshalb Pumpmaschinen **als Einheit** behandelt. Dazu giebt unter manchen anderen Gründen besonders der Kurbeltrieb Veranlassung, der bei Pumpmaschinen wegen der ihm nun zufallenden untergeordneten Rolle ganz anders ausgebildet und angeordnet, ja gänzlich weggelassen werden kann, wie die zahlreichen Duplexpumpen beweisen.

Moderne, „normallaufende" Dampfmaschinen mit Pumpen direkt zu verbinden, macht dem Pumpenbauer keine Schwierigkeiten, die er nicht mit den kennengelernten Mitteln überwinden könnte, wovon genug Ausführungen Zeugniss ablegen, dagegen tritt dem Dampfmaschinenkonstrukteur eine nicht zu unterschätzende neue Schwierigkeit in der Vermehrung der hin- und hergehenden Massen durch den Pumpenkolben und die demselben anhängenden Wassersäulen entgegen, als deren Folge sich bei grossen Ausführungen empfindliche Stösse im Triebwerk gezeigt haben, wie durch Prof. Riedler festgestellt wurde, und die nun durch Luftsaugen gedämpft werden müssen. Als Unbequemlichkeit hat sich ferner die bedeutende Länge derartiger Maschinen ergeben, was zur Verkürzung des Hubes und damit wieder zum Verlassen der Normalmaschine führte.

Unter solchen Umständen bietet sich wie von selbst die Einschaltung einer Schwinge als Uebertragungsmittel dar, welche die Beibehaltung der gewünschten Kolbengeschwindigkeit an der Dampfseite bei beliebiger Verkürzung des Pumpenhubes und hiermit Beschränkung der Massenwirkung gestattet, ausserdem aber Tieflegung der Pumpe und verschiedenartige Anordnung des Schwungrades sowie der Hülfsrotation ermöglicht; solche Bauart wird bei genügender Auftheilung der Wasserseite unter entsprechender Phasenversetzung der Pumpenkolben für grosse Ausführungen stets eine vortheilhafte Pumpmaschine liefern.

„Schnellläufer" zum Pumpenantrieb zu verwenden und dadurch künstliche Schwierigkeiten heraufzubeschwören ist eine jener Verkehrtheiten, die vollkommen unserem sezessionistischen Jahrzehnt entspricht. Man scheint zu vergessen, dass man zu Schnellläufern durch die unabweislichen Bedürfnisse der Elektrotechnik gelangt ist, dass man mit ihnen durch Verkleinerung der Dynamomaschinen bezw. Ausschaltung der Uebersetzung eine bessere Dampfdynamo geschaffen hat, nicht aber eine bessere Dampfmaschine. Bei ihnen ist die Ankupplung der Pumpen durch Schwingen kaum noch ausführbar, von der Räderübersetzung als undiskutirbar abgesehen bleibt also nur noch die Ankuppelung der entschieden minderwerthigen, weil raschlaufenden Pumpen an die Schwungradwelle und damit die Verdoppelung der Kurbelmechanismen mit allen ihren Lagern, Zapfen und Führungen, die Herabminderung des mechanischen Wirkungsgrades und der Betriebssicherheit, die Verstärkung der Fundamente und noch manche andere Nachtheile, kurz, eine der denkbar schlechtesten Anordnungen — ein ausge-

sprochener Rückschritt! Noch unsympathischer erscheint dem Pumpenkonstrukteur als Antriebsmotor die

Gasmaschine, nicht nur weil sie alles Unpassende mit der schnelllaufenden Dampfmaschine gemein hat, sondern obendrein in der ungleichen Kraftwirkung, unvollkommenen Regulirung und in ihrem eigenartigen Benehmen beim Anlassen unter Belastung höchst unangenehme Eigenschaften besitzt. Hier den bisher beliebten Pumpenantrieb vermittelst ein- und ausschaltbarer Transmission durch etwas Besseres ersetzen zu wollen lohnt kaum das Nachdenken; der unangenehmste Kumpan bleibt indessen unstreitig der

Elektromotor. Da kommen einmal die Gegensätze aneinander wie wohl bei keinem zweiten Fall im Maschinenbau, und deshalb sollte der Grundsatz gelten elektromotorisch betriebene Pumpen möglichst zu vermeiden. Das geht auch in vielen Fällen: man denke nur an die Verrücktheit der elektrisch betriebenen Speisepumpen und Kaltwasserpumpen in Kraftzentralen mit Dampfbetrieb! Allerdings ist dies noch keine Lösung der Schwierigkeiten, da nun aber die Fälle der elektrisch betriebenen Pumpen oft genug und in Zukunft immer häufiger Anwendung finden, so müssen wir uns schon bemühen, nach einer befriedigenden Lösung auszublicken. Bisher fand man dieselbe in der einfachen oder doppelten Uebersetzung durch Riemen und Zahnräder oder im Schneckentrieb. Das giebt wohl kleine Motoren und gute, saugfähige und ruhig arbeitende Pumpen, aber auch alle schweren Fehler der Zwischenübersetzung: Kosten, Raumverschwendung, Geräusch, schwere Fundamente, Kraftvergeudung und grosse Erhaltungsausgaben bei ver-

minderter Betriebssicherheit. Somit können wir schon viel Geld auf die Pumpe verwenden, und auch etwas erhöhten Kraftbedarf sowie verminderte Saugfähigkeit in den Kauf nehmen, wenn wir uns damit die Uebersetzung vom Halse schaffen. Dank den Arbeiten Riedler's, Ehrhardt & Sehmer's und Anderer ist es der heutigen Pumpentechnik wohl gelungen, sehr raschlaufende und ruhig arbeitende Pumpen zu erzeugen, jedoch nicht von so hoher Umlaufzahl, dass eine direkte Kuppelung mit marktgängigen Motoren möglich wäre. Der Antriebsmotor muss daher immer noch wesentlich grösser sein und folglich wesentlich theurer, um Uebersetzungen entbehrlich zu machen; eine weitere Erhöhung der Umlaufzahl der Pumpe, wenn vielleicht auch möglich, würde nach allem Erkannten die Saugfähigkeit und Haltbarkeit zweifellos derart schädigen, dass weiterer Gewinn nicht mehr zu erhoffen steht. Andererseits lässt sich der Elektromotor als rein rotirende Maschine nicht so zu Gunsten des Pumpenbetriebs umformen wie die Dampfmaschine, sondern wird eben einfach grösser und kostspieliger, je langsamer er laufen soll. Der heutige Stand der Lösung ist somit: raschlaufende Pumpe (etwa 150—250 Umläufe i. d. M.) direkt mit extra grossem Elektromotor gekuppelt — theure Anlage — oder mit Motor normaler Grösse durch einfache Uebersetzung verbunden — billigere Anlage, oder endlich Schneckentrieb — unökonomische Anlage und nur für kleine Betriebe geeignet.

Unvergleichlich besser als die Kolbenpumpe passt sich der Natur des Elektromotors die Schleuderpumpe an, die auch thatsächlich für geringe und unveränderliche Förderhöhen mit vollem Erfolge elektro-

motorisch betrieben wird und eine fast ideal zu nennende Anordnung ergiebt. Dem Verfasser erscheint es daher angezeigt, diese Pumpe für grössere Förderhöhen geeigneter zu machen, und dadurch bessere Verwendung elektromotorischer Kraft zu Pumpzwecken zu erstreben; soviel ihm bekannt, sind auch schon von Gebr. Sulzer in Winterthur Schleuderpumpen für ziemlich bedeutende Förderhöhen und Fördermengen anscheinend mit viel versprechendem Erfolg ausgeführt worden.

Oder aber müsste zum Betriebe von Kolbenpumpen die elektrische Energie in anderer Form als derjenigen der heutigen rotirenden Elektromotoren ausgenützt werden; hierüber Betrachtungen anzustellen liegt jedoch ebensowenig in der Absicht des Verfassers wie etwa über die Anwendung von Schiebern anstatt Hubventilen bei Pumpen.

Schlusswort.

Manchem, der das Vorliegende gelesen hat, mag es aufgefallen sein, dass die entwickelten Gleichungen und Gesetze sehr spärlich durch eigene Versuche des Verfassers belegt erscheinen, doch abgesehen von der nachgewiesenen Uebereinstimmung mit der Erfahrung und dem bestehenden Versuchsmaterial schienen dem Verfasser die gewonnenen Ergebnisse so selbstverständlich, dass er eine Nöthigung zu besonderen Versuchen nicht verspürte. Solche hätten übrigens nur dann grösseren Werth, wenn sie an grösseren Ausführungen und unter Aenderung der Betriebsbedingungen durchgeführt werden, auch müssten dafür Vorrichtungen und Instrumente erfunden werden, deren man sich bisher noch nicht bediente, somit wäre über derartige Versuche, denen im Uebrigen der Verfasser getrost entgegensehen kann, eine verhältnissmässig lange Zeit verstrichen. Durch sie können werthvolle, ziffernmässige Anhaltspunkte, eventuell in Form von Koëffizienten gewonnen und Grenzen der Gültigkeit festgestellt werden, keinesfalls aber Aenderungen der Konstruktionsregeln, um die es

ihm hauptsächlich zu thun war. Zu solchen Versuchen scheinen aber dem Verfasser die glänzend ausgestatteten Maschinenbau-Laboratorien der technischen Hochschulen in erster Linie berufen, in denen heute schon Versuchspumpen grosser Abmessungen mit allerlei Vorrichtungen zur Verfügung stehen, dazu Raum, Licht, Geld und Zeit — kurz Alles, was man für richtige Versuche nur wünschen kann.

Druck von H. S. Hermann in Berlin.

Verlag von ARTHUR FELIX in Leipzig.

Die innere
Reibung der festen Körper
als Beitrag zur
theoretischen mechan. Technologie
von
Alexander Rejtö,
Ingenieur,
Professor der mechan. Technologie an der techn. Hochschule zu Budapest.

Aus dem Ungarischen übersetzt
von
Karl Gaul,
Ingenieur,
Privat-Docent an der techn. Hochschule zu Budapest.

Mit 22 Tafeln.

In gr. 8. VIII, 111 Seiten. 1897. Brosch. Preis: M. 7.—.

Die Wasserhaltungs-Maschinen der Bergwerke.
Von
Julius Ritter v. Hauer,
K. K. Oberbergrath und Professor der Berg- und Hüttenmaschinenlehre an der K. K. Bergakademie in Leoben.

Mit einem Atlas von 65 lithographirten Tafeln.

In gr. 8. XX, 797 Seiten. 1879. Gebunden. Preis: M. 45.—.

Das Gesetz
der
Proportionalen Widerstände und seine Anwendungen.
Nebst Versuchen
über das Verhalten verschiedener Materialien bei gleichen Formänderungen sowohl unter der Presse als dem Schlagwerk.

Von
Friedrich Kick,
K. K. Regierungsrath und ordentlichem öffentlichen Professor der mechanischen Technologie an der K. K. deutschen technischen Hochschule in Prag.

Mit 3 lithographirten Tafeln und 44 Holzschnitten.

In gr. 8. X, 118 Seiten. 1885. Brosch. Preis: M. 6.—.

Verlag von ARTHUR FELIX in Leipzig.

Vorlesungen über Theorie der Turbinen.

Mit vorbereitenden Untersuchungen
aus der
Technischen Hydraulik.

Von

Dr. **Gustav Zeuner,**
Königl. sächs. Geheimer Rath und Professor a. D.

Mit 80 in den Text gedruckten Holzschnitten.

In gr. 8. XII, 372 Seiten. 1897. Brosch. Preis: M. 10.—

Hydraulik und Hydraulische Motoren

von

Haton de la Goupillière,
Mitglied des französischen Instituts, General-Inspector für Bergwesen in Frankreich, Professor für Bergbau- und Maschinenkunde an der École supérieure des mines in Paris.

Autorisirte Uebersetzung
von
Victor Rauscher,
Ingenieur und Docent an der k. k. Bergakademie in Leoben.

I. Theil: **Hydraulik.** Mit 71 Abbildungen.

In gr. 8. IV, 172 Seiten. 1887. Brosch. Preis: M. 6.80.

II. Theil: **Hydraulische Motoren.** Mit 116 Abbildungen.

In gr. 8. XII, 156 Seiten. 1887. Brosch. Preis: M. 7.20.

Die Gesetze des Turbinen-Baues

von

H. v. Reiche,
Professor des Maschinenbaues an der Königlichen Rheinisch-Westfälischen Polytechnischen Schule und Ingenieur in Aachen.

Mit 24 in den Text gedruckten Holzschnitten.

In gr. 8. XII, 120 Seiten. 1877. Brosch. Preis: M. 6.—

Allgemeine Theorie der Freistrahlturbinen

von

H. Ludewig,
Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin.

Sonderabdruck aus dem XXVII. Bande
des Civilingenieur.

In gr. 4. 27 Seiten. 1891. Brosch. Preis: M. 1.40.

JAN 18 1911
FEB 16 1911